

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月15日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-205878

[ ST.10/C ]:

[ JP2002-205878 ]

出 願 人

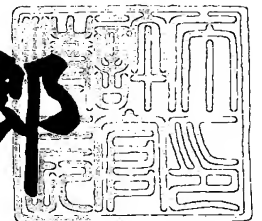
Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 5月13日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3036106

【書類名】 特許願

【整理番号】 102-0146

【提出日】 平成14年 7月15日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 13/02

【発明の名称】 内燃機関の残留ガス量推定方法及びこれを用いた可変動  
弁機構の制御装置

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジ  
ェックス内

【氏名】 飯塚 勇

【特許出願人】

【識別番号】 000167406

【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジェックス

【代理人】

【識別番号】 100078330

【弁理士】

【氏名又は名称】 笹島 富二雄

【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009232

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9716042

【プルーフの要否】 要

【書類名】明細書

【発明の名称】内燃機関の残留ガス量推定方法及びこれを用いた可変動弁機構の制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機関の吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、

機関の実吸入空気量と、バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングと、排気バルブの閉弁タイミングと、に基づいて残留ガス量を推定することを特徴とする内燃機関の残留ガス量推定方法。

【請求項 2】

前記残留ガス量の推定は、前記実吸入空気量に基づいて排気バルブが基準の閉弁タイミングであるときの残留ガス量を算出し、この残留ガス量を排気バルブの実際の閉弁タイミングに応じて補正して基本残留ガス量とする一方、

前記バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングに基づいてバルブオーバーラップ時の吹き返し量ガス量を算出し、

前記基本残留ガス量に前記吹き返しガス量を加算して行うことを特徴とする請求項 1 記載の内燃機関の残留ガス量推定方法。

【請求項 3】

機関の吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構と

機関の運転状態に応じて目標トルク相当の目標吸入空気量を設定する目標吸入空気量設定手段と、

機関の実吸入空気量と、バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングと、排気バルブの閉弁タイミングと、に基づいて残留ガス量を推定する残留ガス量推定手段と、

あらかじめ設定した基本演算式を推定した残留ガス量に応じて補正し、補正後の演算式によって前記目標吸入空気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定する目標バルブ作動特性設定手段と、

実際の吸気バルブのバルブ作動特性が前記目標バルブ作動特性に収束するように前記可変動弁機構を制御する可変動弁機構制御手段と、  
を備えることを特徴とする可変動弁機構の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、機関の吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、残留ガス量を推定すると共に、この推定した残留ガス量を用いて前記可変動弁機構による吸入空気量制御を行う技術に関する。

【0002】

【従来の技術】

機関の残留ガス量を推定するものとして特開 2 0 0 1 - 2 2 1 1 0 5 号公報に記載されたものがある。

このものは、排気バルブのバルブ作動特性を可変制御できる可変動弁機構を備えた内燃機関において、排気バルブの閉弁時期と機関回転速度とに基づいて残留ガス量の基本値を算出し、バルブオーバーラップがないときは、この基本値を残留ガス量として推定する一方、バルブオーバーラップ時には、前記基本値をバルブオーバーラップ状態に応じた補正值で補正することで残留ガス量を推定している。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、吸気バルブのバルブ作動特性（特に、バルブリフト量）についても可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、残留ガス量を正確に推定するためには、吸気バルブのバルブリフト量についても考慮する必要がある。すなわち、排気バルブの閉時期が同じで、かつ、機関回転速度が同じであっても吸気バルブのバルブリフト量が異なる場合があるし、吸気バルブのバルブリフト量が異なれば、吸気量（これに伴う筒内残留ガス量）やバルブオーバーラップ時の吹き返し量は、当然にその影響を受けて変動するからである。

## 【 0 0 0 4 】

従って、吸気バルブのバルブ作動特性（バルブリフト量）を全く考慮せずに残留ガス量を推定している上記従来の残留ガス量推定方法では、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関にあっては、その残留ガス量を精度よく推定できない。

本発明は、このような問題に着目してなされたものであり、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、残留ガス量を高精度に推定する残留ガス推定方法を提供すると共に、この推定した残留ガス量を用いて前記可変動弁機構による吸入空気量制御を精度よく実行できる可変動弁機構の制御装置を提供することを目的とする。

## 【 0 0 0 5 】

## 【課題を解決するための手段】

そのため、請求項 1 に係る内燃機関の残留ガス量推定方法は、機関の実吸入空気量と、バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングと、排気バルブの閉弁タイミングと、に基づいて残留ガス量を推定するようにした。また、請求項 2 に係る発明は、前記実吸入空気量に基づいて算出される排気バルブの閉弁タイミングが基準のときの残留ガス量を、排気バルブの実際の閉弁タイミングで補正して基本残留ガス量を算出し、前記バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングに基づいてバルブオーバーラップ時の吹き返し量ガス量を算出し、これらを加算して残留ガス量を推定するようにした。

## 【 0 0 0 6 】

請求項 1 及び請求項 2 に係る残留ガス量推定方法によれば、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、バルブオーバーラップ時の吹き返し量に対するバルブ開口面積の影響（吸排気バルブの総開口面積）及び排気弁バルブの閉弁タイミングにおけるピストン位置で定まる有効シリンダ容積の変化による基本残留ガス量の変動を考慮して、機関の残留ガス量を精度よく推定できる。

## 【 0 0 0 7 】

また、請求項 3 に係る可変動弁機構の制御装置は、機関の実吸入空気量と、バルブオーバーラップ時の吸気バルブのバルブリフト量及び開弁タイミングと、排気バルブの閉弁タイミングと、に基づいて残留ガス量を推定し、あらかじめ設定した基本演算式を、推定した残留ガス量に応じて補正し、補正後の演算式によって前記目標吸入空気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定するようににした。

## 【 0 0 0 8 】

このようにすれば、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関において、バルブ開口面積や有効シリンダ容積の変化によって変動する残留ガス量を精度よく推定し、この残留ガス量に応じて基本演算式を補正して吸気バルブの目標バルブ作動特性を設定するので、目標吸入空気量に見合った新気量を確保するための吸気バルブのバルブ作動特性を精度よく設定でき、可変動弁機構による吸入空気量制御を精度よく実現できる。

## 【 0 0 0 9 】

## 【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図に基づいて説明する。

図 1 は、車両用内燃機関の構成図である。図 1 において、内燃機関 1 0 1 の吸気通路 1 0 2 には、スロットルモータ 1 0 3 a でスロットル弁 1 0 3 b を開閉駆動する電子制御スロットル 1 0 4 が介装されており、該電子制御スロットル 1 0 4 及び吸気バルブ 1 0 5 を介して、燃焼室 1 0 6 内に空気が吸入される。

## 【 0 0 1 0 】

燃焼排気は、燃焼室 1 0 6 から排気バルブ 1 0 7 を介して排出され、排気浄化触媒 1 0 8 により浄化された後、マフラー 1 0 9 を介して大気中に放出される。

前記排気バルブ 1 0 7 は、排気側カム軸 1 1 0 に軸支されたカム 1 1 1 によってバルブリフト量及びバルブ作動角を一定に保ったまま駆動されるが、吸気バルブ 1 0 5 は、可変バルブ機構（VEL） 1 1 2 によってバルブリフト量が連続的に変えられるようになっている。

## 【 0 0 1 1 】

また、吸気側カム軸 1 1 3 及び排気側カム軸 1 1 0 の端部には、それぞれクラ

ンク軸に対するカム軸の回転位相を変化させることで、バルブリフト量を固定したままバルブの開閉タイミングを連続的に可変する公知の構成の可変バルブタイミング機構（VTC）114が設けられている。

マイクロコンピュータを内蔵するコントロールユニット（C/U）115には、アクセル開度センサAPS116、吸入空気量（質量流量） $Q_a$ を検出するエアフローメータ117、クランク軸から回転信号 $N_e$ を取り出すクランク角センサ118、吸気側カム軸113及び排気側カム軸110それぞれの回転位置を検出するカムセンサ119、スロットル弁103bの開度TVOを検出するスロットルセンサ120、シリンダ内の燃焼圧を検出する燃焼圧センサ121等からの各種検出信号が入力される。

#### 【0012】

そして、コントロールユニット（C/U）115は、前記クランク角センサ118及びカムセンサ119の検出信号に基づき、クランク軸に対する吸気側カム軸113の回転位相（VTCNOW1）及び排気側カム軸110の回転位相（VTCNOW2）をそれぞれ検出して、吸気バルブ105の開閉タイミング及び排気バルブ107の開閉タイミングを検出すると共に、運転状態に応じてそれぞれの目標値（TGVTC1、TGVTC2）を設定する。そして、吸気側カム軸113及び排気側カム軸110の回転位相が、前記それぞれの目標値となるように可変バルブタイミング機構（VTC）114を制御することで吸気バルブ105及び排気バルブ107の開閉タイミングを制御する。

#### 【0013】

また、スロットル弁103bの開度及び吸気バルブ105の開特性によって、アクセル開度に対応する吸入空気量が得られるように、アクセル開度センサAPS116で検出されるアクセル開度APOに応じて前記電子制御スロットル104及び可変バルブ機構（VEL）112の駆動を制御する。具体的には、前記可変バルブ機構（VEL）112によりバルブリフト量（及びバルブ作動角）を制御することで吸入空気量を制御しつつ、キャニスタパージ及びブローバイガスの処理のために一定の負圧（目標Boost：例えば $-50\text{ mmHg}$ ）を発生させるようにスロットル弁103bの開度を制御する。但し、負圧要求のない運転条

件では、スロットル弁 1 0 3 b を全開に保持して、可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 のみで吸入空気量を制御する、いわゆるスロットルレス制御を行う。

【 0 0 1 4 】

また、前記可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 のみでは吸入空気量を制御できない場合においては、可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 の駆動を制御すると共に、前記スロットル弁 1 0 3 b の開度制御を併用する。

ここで、前記可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 の構造について説明する。可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 は、図 2 ～図 4 に示すように、一对の吸気バルブ 1 0 5、 1 0 5 と、シリンダヘッド 1 1 のカム軸受 1 4 に回転自在に支持された中空状のカム軸 1 3 と、該カム軸 1 3 に軸支された回転カムである 2 つの偏心カム 1 5、 1 5 と、前記カム軸 1 3 の上方位置に同じカム軸受 1 4 に回転自在に支持された制御軸 1 6 と、該制御軸 1 6 に制御カム 1 7 を介して揺動自在に支持された一对のロッカアーム 1 8、 1 8 と、各吸気バルブ 1 0 5、 1 0 5 の上端部にバルブリフター 1 9、 1 9 を介して配置された一对のそれぞれ独立した揺動カム 2 0、 2 0 とを備えている。

【 0 0 1 5 】

前記偏心カム 1 5、 1 5 とロッカアーム 1 8、 1 8 とは、リンクアーム 2 5、 2 5 によって連係され、ロッカアーム 1 8、 1 8 と揺動カム 2 0、 2 0 とは、リンク部材 2 6、 2 6 によって連係されている。

前記偏心カム 1 5 は、図 5 に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体 1 5 a と、該カム本体 1 5 a の外端面に一体に設けられたフランジ部 1 5 b とからなり、内部軸方向にカム軸挿通孔 1 5 c が貫通形成されていると共に、カム本体 1 5 a の軸心 X がカム軸 1 3 の軸心 Y から所定量だけ偏心している。また、前記偏心カム 1 5 は、カム軸 1 3 に対し前記バルブリフター 1 9 に干渉しない両外側にカム軸挿通孔 1 5 c を介して圧入固定されていると共に、カム本体 1 5 a の外周面 1 5 d が同一のカムプロフィールに形成されている。

【 0 0 1 6 】

前記ロッカアーム 1 8 は、図 4 に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部 1 8 a が制御カム 1 7 に回転自在に支持されている。また、基部 1 8

a の外端部に突設された一端部 1 8 b には、リンクアーム 2 5 の先端部と連結するピン 2 1 が圧入されるピン孔 1 8 d が貫通形成されている一方、基部 1 8 a の内端部に突設された他端部 1 8 c には、各リンク部材 2 6 の後述する一端部 2 6 a と連結するピン 2 8 が圧入されるピン孔 1 8 e が形成されている。

#### 【 0 0 1 7 】

前記制御カム 1 7 は円筒状を呈し、制御軸 1 6 外周に固定されていると共に図 2 に示すように軸心 P 1 位置が制御軸 1 6 の軸心 P 2 から  $\alpha$  だけ偏心している。

前記揺動カム 2 0 は、図 2 及び図 6、図 7 に示すように略横 U 字形状を呈し、略円環状の基端部 2 2 にカム軸 1 3 が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔 2 2 a が貫通形成されていると共に、ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c 側に位置する端部 2 3 にピン孔 2 3 a が貫通形成されている。

#### 【 0 0 1 8 】

また、該揺動カム 2 0 の下面には、基端部 2 2 側の基円面 2 4 a と該基円面 2 4 a から端部 2 3 端縁側に円弧状に延びるカム面 2 4 b とが形成されており、該基円面 2 4 a とカム面 2 4 b とが、揺動カム 2 0 の揺動位置に応じて各バルブリフター 1 9 の上面所定位置に当接するようになっている。すなわち、図 8 に示すバルブリフト特性からみると、図 2 に示すように基円面 2 4 a の所定角度範囲  $\theta 1$  がベースサークル区間になり、また、カム面 2 4 b の前記ベースサークル区間  $\theta 1$  から所定角度範囲  $\theta 2$  が所謂ランプ区間となり、更に、カム面 2 4 b のランプ区間  $\theta 2$  から所定角度範囲  $\theta 3$  がリフト区間になるように設定されている。

#### 【 0 0 1 9 】

前記リンクアーム 2 5 は、円環状の基部 2 5 a と、該基部 2 5 a の外周面所定位置に突設された突出端 2 5 b とを備え、基部 2 5 a の中央位置には、前記偏心カム 1 5 のカム本体 1 5 a の外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴 2 5 c が形成されている一方、突出端 2 5 b には、前記ピン 2 1 が回転自在に挿通するピン孔 2 5 d が貫通形成されている。なお、前記リンクアーム 2 5 と偏心カム 1 5 とによって揺動駆動部材が構成される。

#### 【 0 0 2 0 】

前記リンク部材 2 6 は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部 2 6 a

、 2 6 b には前記ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c と揺動カム 2 0 の端部 2 3 の各ピン孔 1 8 d、 2 3 a に圧入した各ピン 2 8、 2 9 の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔 2 6 c、 2 6 d が貫通形成されている。なお、各ピン 2 1、 2 8、 2 9 の一端部には、リンクアーム 2 5 やリンク部材 2 6 の軸方向の移動を規制するスナップリング 3 0、 3 1、 3 2 が設けられている。

#### 【 0 0 2 1 】

前記制御軸 1 6 は、図 1 0 に示すように、一端部に設けられた DC サーボモータ等のアクチュエータ 2 0 1 によって所定回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸 1 6 の作動角を前記アクチュエータ 2 0 1 で変化させることで、吸気バルブ 1 0 5、 1 0 5 のバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変化する（図 9 参照）。すなわち、図 1 0 において、アクチュエータ（DC サーボモータ） 2 0 1 の回転は、伝達部材 2 0 2 を介してネジ切り加工が施された軸 1 0 3 に伝達され、該軸 2 0 3 が通されたナット 2 0 4 の軸方向位置が変化する。そして、制御軸 1 6 の先端の取り付けられ、その一端が前記ナット 2 0 4 に固定された一対のステータ部材 2 0 5 a、 2 0 5 b により制御軸 1 6 が回転する。

#### 【 0 0 2 2 】

なお、本実施形態では、図に示すように、ナット 2 0 4 の位置を前記伝達部材 2 0 2 に近づけることでバルブリフト量を小さくし、逆に、ナット 2 0 4 の位置を前記伝達部材 2 0 2 から遠ざけることでバルブリフト量を大きくする。

また、前記制御軸 1 6 の先端には、該制御軸 1 6 の作動角（VEL 作動角）VCS-ANGL を検出するポテンシオメータ式の作動角センサ 2 0 6（調整位置センサ）が設けられており、該作動角センサ 2 0 6 で検出される実際の VEL 作動角 VCS-ANGL が、目標 VEL 作動角（TGVEL）に一致するように、前記コントロールユニット（C/U） 1 1 5 が前記アクチュエータ（DC サーボモータ） 2 0 1 をフィードバック制御する。

#### 【 0 0 2 3 】

次に、前記コントロールユニット（C/U） 1 1 5 による吸入空気量制御（エンジントルクデマンド制御）について説明する。

図11は、吸入空気量制御の全体構成を示す図である。図11に示すように、前記コントロールユニット(C/U)115は、目標体積流量比演算部a（これが、本発明に係る目標吸入空気量設定手段に相当する）と、VEL目標作動角演算部b及びVTC目標角度演算部c（これらが、本発明に係る目標バルブ作動特性設定手段に相当する）と、目標スロットル開度演算部dと、を含んで構成される。以下、それぞれの演算処理について順に説明する。

#### 【0024】

##### （a）前記目標体積流量比演算部aにおける演算処理

この目標体積流量比演算部aは、機関の目標トルク相当の目標体積流量比 $TQH_{OST}$ を算出する。具体的には、アクセル開度 $AP_{O}$ 及び機関回転速度 $N_e$ に対応する（又は、アクセル開度 $AP_{O}$ 及び機関回転速度 $N_e$ に基づき設定される目標トルクが得られるような）要求空気量（機関要求空気量） $Q_0$ を算出する一方、アイドル回転速度制御（ISC）で要求されるISC要求空気量 $Q_{ISC}$ を算出する。そして、前記機関要求空気量 $Q_0$ に、前記ISC要求空気量 $Q_{ISC}$ を加算して全要求空気量（吸入空気量） $Q (= Q_0 + Q_{ISC})$ を算出し、更にこの全要求空気量 $Q$ を機関回転速度 $N_e$ 、排気量（シリンダ総容積） $VOL_{\#}$ で順次除算することにより、目標トルク相当の目標体積流量比 $TQH_{OST} (= Q / (N_e \cdot VOL_{\#}))$ を算出する。

#### 【0025】

##### （b）前記VEL目標角度演算部bにおける演算処理

このVEL目標作動角演算部bは、まず、前記目標体積流量比演算部aで算出された目標体積流量比 $TQH_{OST}$ に、バルブ上流圧補正、IVC補正及び残留ガス補正を行って可変バルブ機構VEL112で実現すべき体積流量比 $TQH_{VEL}$ を算出する。そして、この体積流量比 $TQH_{VEL}$ を、圧縮性流体の定常流れの式をベースに逆変換して目標バルブ開口面積 $TVELAA$ を算出し、これより目標作動角 $TGVEL_0$ を求める。そして、この目標作動角 $TGVEL_0$ と、可変バルブ機構（VEL）112の最大作動角 $VELH_{LMT}$ と、を比較して最終的なVEL目標作動角 $TGVEL$ を設定する。以下、詳細に説明する。

#### 【0026】

## (b-1) 可変バルブ機構 (VEL) 112 の目標作動角の設定

図12に具体的な制御ブロック図を示す。図12において、A部では、前記目標体積流量比  $TQH0ST$  と最小体積流量比  $QH0LMT$  との大きい方を選択して可変バルブ機構 (VEL) 112 で実現すべき基本体積流量比  $TQH0VEL0$  とする。ここで、前記最小体積流量比  $QH0LMT$  は、可変バルブ機構 (VEL) 112 で制御可能な (実現可能な) 最小体積流量比、すなわち、VEL 作動角  $VCS-ANGL$  が最小のときの体積流量比であり、図中の a1 部に示すようなテーブル  $TQH0LMT$  を機関回転速度  $Ne$  に基づいて検索することにより算出する。これにより、運転状態にかかわらず可変バルブ機構 (VEL) 112 の目標作動角を設定することになるので、可変バルブ機構 (VEL) 112 を主体とした吸入空気量制御が実行できることになる。

## 【0027】

B部では、バルブ上流圧補正を行う。具体的には、前記基本体積流量比  $TQH0VEL0$  を、b1部で設定されるバルブ上流圧補正值  $KMANIP$  で除算して  $TQH0VEL1$  とする。

かかる補正を行うのは、スロットル開度に応じて発生する負圧により吸入できる体積流量 (吸気量) も変化するので、前記全要求吸気量  $Q$  を確保するためには、この変化分を考慮してバルブ作動特性 (バルブ開口面積) を設定する必要があるからである。従って、前記スロットル弁 103b が全開となるスロットルレス時においてはバルブ上流圧が大気圧となるので、この補正は不要となるのであるが、実際には、パージ等の負圧要求によりスロットル弁 103b が絞られるので行うのである。なお、前記バルブ上流圧補正值  $KMANIP$  の設定については、後述する (図13参照)。

## 【0028】

C部では、IVC補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正を行った体積流量比  $TQH0VEL1$  を、吸気バルブ 105 の閉弁タイミング (IVC) 及びバルブリフト量に応じて c1部で設定される IVC補正值  $KHOSIVC$  ( $\leq 1$ ) で除算して  $TQH0VEL2$  とする。

かかる補正を行うのは、吸気バルブ 105 の閉弁タイミング IVC が進角する

ことで有効シリンダ容積が減少して吸気量も変化するので、前記全要求吸気量 $Q$ を確保するためには、この減少分（＝ $IVC$ 時の $V_{cyl}/BDC$ 時の $V_{cyl}$ ）を考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。また、バルブリフト量が極めて低い領域とそれ以外の領域とでは「バルブリフト量－吸気量特性」が異なるため、前記全要求吸気量 $Q$ を確保するためにはこれを考慮して（すなわち、異なる演算式を用いて）バルブ作動特性を設定する必要もあるからである。なお、前記 $IVC$ 補正值 $K_{HOSIVC}$ の設定については後述する（図14参照）。

## 【0029】

D部では、残留ガス補正を行う。具体的には、前記バルブ上流圧補正及び $IVC$ 補正を行った体積流量比 $TQHVEL2$ を、残留ガス量に応じてd1部で設定された残留ガス補正值 $KRES$ で除算して $TQHVEL$ とする。ここで算出された $TQHVEL$ が、可変バルブ機構（ $VEL$ ）112で実現すべき体積流量比である（以下、これを $VEL$ 実現体積流量比という）。

## 【0030】

かかる補正を行うのは、残留ガス量が多くなれば、同じ有効シリンダ容積であっても吸気量が減少してしまうので、前記全要求吸気量 $Q$ を確保するためにはこれを考慮してバルブ作動特性を設定する必要があるからである。なお、前記残留ガス補正值 $KRES$ の設定については後述する（図15参照）。

E部では、バルブ開口面積 $A_v$ 相当の状態量 $VAACDNV$ （＝ $A_v \cdot C_d / N / VOL\#$ ＝バルブ開口面積・損失係数／回転速度／排気量）を算出する。具体的には、前記 $VEL$ 実現体積流量比 $TQHVEL$ に基づいて、図に示すようなテーブル $TVAACDMV$ を検索することにより行う。なお、かかるテーブル $TVAACDMV$ は、以下のようにして作成する。

## 【0031】

まず、吸気バルブ105を通過する空気流量（すなわち、シリンダ吸入空気量） $Q_c(t)$ （ $kg/sec$ ）は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式（1）、（2）のように表すことができる。

## 【0032】

【数 1】

$$\text{チヨーク時: } \frac{P_c}{P_0} \leq \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$Q_c(t) = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \dots (1)$$

非チヨーク時

$$Q_c(t) = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{\sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_m} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)} \dots (2)$$

【0 0 3 3】

R : 気体定数 (= 2 8 7) [ J / ( K g · K ) ]

$\gamma$  : 比熱比 (= 1 . 4 )、 $C_d$  : 吸気バルブ流量損失係数

$A_v$  : 吸気バルブ開口面積 [ m<sup>2</sup> ]

$P_0$  : 吸気バルブ上流圧 (例えば、吸気マニホールド圧  $P_m$ ) [ P a ]

$P_c$  : 吸気バルブ下流圧 (すなわち、シリンダ内圧) [ P a ]

$T_0$  : 吸気バルブ上流温度 (例えば、吸気マニホールド温度  $T_m$ ) [ K ]

前記 V E L 実現体積流量比 T Q H O V E L は、吸気バルブ 1 0 5 を通過させる  
空気量を機関 (エンジン) 回転速度  $N_e$ 、排気量 V O L # で除算したものである  
から、同様にして次式 (3)、(4) のように表すことができる

【0 0 3 4】

## 【数 2】

チョーク時

$$T_{QH0VEL} = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \sqrt{r} \left( \frac{2}{r-1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}} \dots (3)$$

非チョーク時

$$T_{QH0VEL} = \frac{C_d \cdot A_v \cdot P_0}{N_e \cdot VOL\# \cdot \sqrt{R \cdot T_0}} \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt{\frac{2r}{r-1} \left( 1 - \left( \frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right)} \dots (4)$$

## 【0035】

従って、VEL実現体積流量比 $T_{QH0VEL}$ は、非チョーク時には、上記式(3)より $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$ とバルブ前後圧比( $P_c / P_0$ )とに応じた値となり、チョーク時には、上記式(4)より $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$ に比例した値となるので、シミュレーションや実験等により $T_{QH0VEL}$ と $C_d \cdot A_v / (N_e \cdot VOL\#)$ との相関をあらかじめ求めてテーブル $TVAACDMV$ 作成する。

## 【0036】

そして、E部において算出した状態量 $VAACDNV$ に、F部において機関回転速度 $N_e$ を、G部において排気量 $VOL\#$ をそれぞれ乗算し、流量特性 $TVELAA0 (= A_v \cdot C_d)$ を算出する。なお、これが(基本的に)吸気バルブに要求される開口面積相当値(以下、要求バルブ開口面積という)である。

H部では、バルブ開口面積回転補正を行う。具体的には、算出した要求バルブ開口面積 $TVELAA0$ を、VEL開口面積回転補正值 $KHOSNE$ で除算して $TVELAA$ を算出する。

## 【0037】

かかる補正を行うのは、可変バルブ機構(VEL)112の特性上、機関回転速度 $N_e$ が一定値以上の上昇すると慣性力も増加し、同一のVEL作動角であってもバルブリフト量(すなわち、バルブ開口面積)が増えてしまうため、その分

を考慮してバルブ開口面積を正確に算出するためである。なお、前記VEL開口面積回転補正值KHOSNEは、機関回転速度Neに基づいて、図中h1部に示すようなテーブルTKHOSNEを検索して算出する。そして、ここで算出したTVELAAが、吸気バルブ105の目標バルブ開口面積相当値（以下、目標バルブ開口面積という）である。

## 【0038】

次に、I部では、図に示すような変換テーブルTTGVEL0（バルブ開口面積－バルブ作動角変換テーブル）を用いて、前記目標バルブ開口面積TVELAAをVEL作動角TGVEL0に変換する。すなわち、バルブの開口面積からVEL作動角は一義的に求めることができるので、前記変換テーブルTTGVEL0をあらかじめ設定しておくことで、バルブ開口面積をVEL作動角に容易に変換できる。なお、前記テーブルTTGVEL0には、バルブ損失係数Cd分も含めてある。

## 【0039】

J部では、変換したVEL作動角TGVEL0と、可変バルブ機構（VEL）112で吸入空気量制御が可能なVEL作動角の上限値、すなわち、最大VEL作動角VELHLMTと、を比較し、目標VEL作動角TGVELを設定する。具体的には、図に示すように、 $TGVEL0 \geq VELHLMT$ であれば、VELHLMTを目標VEL作動角TGVELとして設定し、 $TGVEL0 < VELHLMT$ であれば、TGVEL0を目標VEL作動角TGVELとして設定する。なお、前記最大VEL作動角VELHLMTは、機関回転速度Neに基づいて、あらかじめ設定した図中のj1部に示すようなテーブルTVELHLMTを検索して算出する。これにより、吸入空気量制御を可能な限り実行しつつ、体積効率を最大限確保することができる。

## 【0040】

そして、コントロールユニットC/U115は、実際のVEL作動角VCS-ANGLが前記目標VEL作動角TGVELとなるように、前記可変バルブ機構（VEL）112を制御する。これにより、可変バルブ機構（VEL）112による吸入空気量制御が精度よく実現できる。

(b-2) バルブ上流圧補正值 KMANIP の設定

図 12 の b1 部で実行されるバルブ上流圧補正值 KMANIP の設定について説明する。まず、スロットル弁 103b を絞ることによりバルブ上流圧（吸気マニホールド内圧力）が変化（この変化を  $P_{m0} \rightarrow P_{m1}$  とする）しても、吸気バルブ 105 を通過する空気量を一定とするには、圧縮性流体の一次元定常流れの式より次式（5）、（6）が成立する必要がある。

【0041】

【数 3】

チョーク時

$$\begin{aligned} \frac{C_{d0} \cdot A_{v0} \cdot P_{m0}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \\ = \frac{C_{d1} \cdot A_{v1} \cdot P_{m1}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad \dots (5) \end{aligned}$$

非チョーク時

$$\begin{aligned} \frac{C_{d0} \cdot A_{v0} \cdot P_{m0}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{c0}}{P_{m0}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ = \frac{C_{d1} \cdot A_{v1} \cdot P_{m1}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{c1}}{P_{m1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad \dots (6) \end{aligned}$$

【0042】

$P_{m0}$  : スロットル弁全開時のバルブ上流圧（吸気マニホールド圧≒大気圧）

$P_{m1}$  : 目標 Boost 時のバルブ上流圧（吸気マニホールド圧）

$P_{c0}$  : スロットル弁全開時のバルブ下流圧（≒シリンダ内圧）

$P_{c1}$  : 目標 Boost 時のバルブ下流圧（≒シリンダ内圧）

$A_{v0}$  : スロットル弁全開時の吸気バルブ開口面積

$A_1$  : 目標 Boost 時の吸気バルブ開口面積

従って、バルブ上流圧が大気圧（ $P_{m0}$ ）のときのバルブ開口面積  $A_0$  に対するバルブ上流圧補正值 KMANIP は、次式（7）、（8）のようになればよい。

【0043】

【数4】

チョーク時

$$K_{MANIP} = \frac{C_{d0} \cdot A_{v0}}{C_{d1} \cdot A_{v1}} = \frac{P_{m1}}{P_{m0}} \quad \dots (7)$$

非チョーク時

$$K_{MANIP} = \frac{C_{d0} \cdot A_{v0}}{C_{d1} \cdot A_{v1}} = \frac{P_{m1} \cdot \left(\frac{P_{c1}}{P_{m1}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{c1}}{P_{m1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{P_{m0} \cdot \left(\frac{P_{c0}}{P_{m0}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_{c0}}{P_{m0}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \quad \dots (8)$$

【0044】

すなわち、バルブ上流圧補正值 $K_{MANIP}$ は、チョーク時には「目標 $Boost$ （マニホールド圧）／大気圧」により一義的に決まる。また、非チョーク時においても $(P_{c0}/P_{m0}) \approx (P_{c1}/P_{m1})$ になると考えられるため「目標 $Boost$ ／大気圧」が支配的となる。従って、いずれの場合においても、バルブ上流圧補正值 $K_{MANIP}$ を「目標 $Boost$ ／大気圧」として設定できることになる。

【0045】

そこで、本実施形態においては、図13に示すように、バルブ上流圧補正值 $K_{MANIP}$ として「目標 $Boost$ （目標マニホールド圧）／大気圧」を1点定数（例えば、 $88\text{KPa}/101.3\text{KPa}$ ）で設定し、これを図12のB部に出力するようにした。但し、前記目標体積流量 $TQ_{HOST}$ が前記最小体積流量比 $QH_{OLMT}$ 以下の場合、すなわち、図12のA部において最小体積流量比 $QH_{OLMT}$ が選択された場合は、バルブ上流圧の如何にかかわらず最終的に最小体積流量比 $QH_{OLMT}$ 相当のバルブ作動角が得られるように、バルブ上流圧補正值 $K_{MANIP}$ として1.0を図12のB部に出力する。

【0046】

## (b-3) IVC補正值KHOSIVCの設定

図12のc1部において実行されるIVC補正值KHOSIVCの設定について説明する。本実施形態におけるIVC補正值KHOSIVCの設定は、まず、吸気バルブ105のバルブタイミング（閉弁タイミングIVC）に基づきバルブタイミング補正值HIVC ( $\leq 1$ ) を算出する一方、吸気バルブ105のバルブリフト量に基づきバルブリフト量補正值HLIFT ( $\geq 1$ ) を算出し、前記バルブタイミング補正值HIVCにバルブリフト量補正值HLIFTを乗算することにより行う。以下、図14の制御ブロック図に従って説明する。

## 【0047】

図14において、c10部では、前記可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTV0IVCを検索して、前記可変バルブタイミング機構（VTC）114が動作していないときの（すなわち、VTC最遅角時の）吸気バルブ105の閉弁タイミングV0IVC（IVC角度）を算出する。

## 【0048】

c11部では、算出したV0IVCから吸気側カム軸113の回転位相（すなわち、可変バルブタイミング（VTC）114の作動角）VTCNOW1を減算することで、吸気バルブ105の実際の閉弁タイミングREALIVC（実IVC角度）を算出する。

c12部では、算出した実際の閉弁タイミングREALIVCに基づいて、図に示すようなテーブルTHIVCを検索して吸気バルブ105の閉弁タイミングに応じたバルブタイミング補正值HIVC ( $\leq 1$ ) を算出する。なお、テーブルTHIVCに示すように、バルブタイミング補正值HIVCは、閉弁タイミングIVCが進角側にあるほど小さく設定され、前記基本体積流量比TQH0VEL0は増大補正されることになる。

## 【0049】

一方、c13部では、前記可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて、図に示すようなテーブルTHLIFTを検索して吸気バルブ105のバルブリフト量に応じたバルブリフト量補正值HLIFT ( $\geq 1$ ) を算出

する。なお、テーブル T H L I F T に示すように、バルブリフト量補正值 H L I F T は、バルブリフト量が所定量を下回る領域においてバルブリフト量が低いほど大きく設定され、前記基本体積流量比 T Q H O V E L 0 は減少補正されることになる。

#### 【0050】

そして、c 1 4 部において、前記バルブタイミング補正值 H I V C にバルブリフト量補正值 H L I F T を乗算して I V C 補正值 K H O S I V C を算出して図 1 2 の C 部に出力する。

なお、前記バルブタイミング補正值 H I V C には、上記した静的補正（前記シリンダ容積の減少分の補正）に加えて、機関回転中においては有効シリンダ容積 V c y l 相当を吸気できないこと（すなわち、バルブリフト量によって有効シリンダ容積 V c y l の 0 ~ 100 % の間で可変となること）を考慮した動的補正やバルブオーバーラップ分の補正（吸気バルブ 1 0 5 の開弁タイミング I V O に応じた補正）を含めるようにしてもよい。また、本実施形態では、テーブル作成が複雑化するのを回避するため、バルブタイミング補正值 H I V C とバルブリフト量補正值 H L I F T とを別々のテーブルにより算出するようにしているが、これらを合成した 1 つのテーブルにより算出するようにしてもよい。

#### 【0051】

##### （b-4）残留ガス補正值 K R E S の設定

図 1 2 の d 1 部において実行される残留ガス補正值 K R E S の設定について説明する。本実施形態における残留ガス補正值 K R E S の設定は、バルブオーバーラップ時の吹き返し量 W m と筒内残留ガス量 W c y l とを算出し、これらを合算して全残留ガス量 W とする。そして、残留ガス率 R E S ( $=W / (Q a + W)$ ) を算出し、この残留ガス率 R E S に基づいてテーブルを検索することにより行う。以下、図 1 5 の制御ブロック図に従って説明する。

#### 【0052】

図 1 5 において、d 1 0 部では、吸気バルブ 1 0 5 の開弁タイミング I V O と可変バルブ機構 (V E L) 1 1 2 の作動角 V C S - A N G L (バルブリフト量) とに基づいて、あらかじめ設定したマップを参照してバルブオーバーラップ時の

バルブ開口面積  $AW_m$  を算出する。

d 1 1 部では、算出したバルブ開口面積  $AW_m$  に基づいて、あらかじめ設定したテーブル  $TW_m$  を検索してバルブオーバーラップ時の基本吹き返し量  $W_{m0}$  を算出する。なお、この基本吹き返し量  $W_{m0}$  は、所定の基準状態（例えば  $N_e = 1200 \text{ rpm}$ 、 $P_m = 13.3 \text{ KPa}$ ）におけるバルブ開口面積  $AW_m$  に応じた吹き返し量としてあらかじめ求めたものである。

#### 【0053】

d 1 2 では、前記基本吹き返し量  $W_{m0}$  に対して吸気圧補正を行う。具体的には、前記基本吹き返し量  $W_{m0}$  に吸気バルブ上流圧（マニホールド圧： $Boost$ ） $P_m$  に応じた吸気圧補正值  $KPMPE$  を乗算して  $W_{m1}$  を算出する。かかる補正を行うには、マニホールド圧  $P_m$  によって吹き返しの影響度が異なるからである。なお、前記吸気圧補正值  $KPMPE$  は、図中 d 2 1 部に示すように、マニホールド圧  $P_m$  に基づいてあらかじめ設定したテーブル  $TKPMPE$  を検索して算出する。

#### 【0054】

d 1 3 部では、前記基本吹き返し量  $W_{m1}$  に回転速度補正を行う。具体的には、前記吸気圧補正を行った基本吹き返し量  $W_{m1}$  に、図中 d 2 2 部において機関回転速度  $N_e$  に基づいて算出した回転速度補正值  $KHOSNEM$  を乗算して吹き返し量  $W_m$  を算出する。かかる補正を行うのは、前記基準状態において同一のバルブリフト量であっても、機関回転速度  $N_e$  によって吹き返しの影響度が異なるからである。なお、図 1 6 に示すように、本実施形態では、機関回転速度  $N_e$  が高いほど吹き返し量  $W_m$  が少なくなることが実験により確認されているので、この結果をもとに前記回転速度補正值  $KHOSNEM$  を設定してある。

#### 【0055】

一方、d 1 4 部では、バルブオーバーラップがない状態における作動ガス量  $RQH0VEL1$ （これが、本発明に係る実吸入空気量に相当する。以下、実機関基本体積流量比という）に基づいて、あらかじめ設定したテーブル  $TW_{tdc}$  を検索して、前記基準状態において排気バルブ 1 0 7 の閉弁タイミング  $EV_C$  を基準時（例えば、最進角時）としたときの残留ガス量  $W_{tdc}$  を算出する。なお、

前記実機関基本体積流量比  $RQHOVEL1$  の算出については後述する（図 22 の q37 部参照）。

【0056】

d15 部では、排気バルブ 107 の実際の閉弁タイミング  $EV_C$  に基づいてテーブル  $TWe_{cv}$  を検索することにより、残留ガス量変動分（増量分） $We_{vc}$  を算出する。これは、排気バルブの 107 の閉弁タイミング  $EV_C$  におけるピストン位置で定まる有効シリンダ容積の変化（これに伴う残留ガス量の変化）を考慮するためである。

【0057】

d16 部では、前記排気バルブ 107 の閉弁タイミング  $EV_C$  を基準時としたときの残留ガス量  $Wtdc$  に、前記残留ガス変動分  $We_{vc}$  を加算して  $Wtdc0$  とする。

d17 部では、前記  $Wtdc0$  に回転速度補正を行って基本残留ガス量  $Wcy1$  を算出する。なお、前記回転速度補正は、例えば、機関回転速度  $Ne$  に基づいて図中 d23 部に示すテーブル  $TKHOSNEE$  を検索して算出した回転速度補正值  $KHOSNEE$  を前記  $Wtdc0$  に乗算することにより行う。かかる補正を行うのは、前記吹き返し量  $Wm$  と同様に、基本残留ガス量  $Wcy1$  も機関回転速度  $Ne$  の影響を受けるからである。また、本実施形態においては、図 17 に示すように、機関回転速度  $Ne$  が高いほど基本残留ガス量  $Wcy1$  が少なくなることが実験により確認されているので、この結果をもとに前記回転速度補正值  $KHOSNEM$  を設定してある。

【0058】

d18 部では、前記吹き返し量  $Wm$  と前記基本残留ガス量  $Wcy1$  とを加算して全残留ガス量  $W$  を算出する。

このように、全残留ガス量  $W$  を推定（算出）するに際し、前記吹き返し量  $Wm$  においては吸気バルブ 105 の開弁タイミング  $IVO$  及びバルブリフト量（ $VCSS-ANGL$ ）を考慮することでバルブ開口面積  $AWm$  によって変動する吹き返し量を精度よく算出でき、基本残留ガス量  $Wcy1$  においては排気バルブ 107 の閉弁タイミング  $EV_C$  を考慮することで有効シリンダ容積の変化に伴って変動

する基本残留ガス量を精度よく算出できるので、これらを加算した機関の全残留ガス量 $W$ も精度よく推定（算出）できることになる。

【0059】

d19部では、全残留ガス量 $W$ と吸入空気量（新気量） $Q_a$ とに基づいて、残留ガス率 $RES (=W / (W + Q_a))$ を算出する。

そして、d20部では、算出した残留ガス率 $RES$ に基づいて、あらかじめ設定したテーブル $TKRES$ を検索して残留ガス補正值 $KRES (\leq 1)$ を設定し、図12のD部に出力する。

【0060】

なお、テーブル $TKRES$ に示すように、残留ガス補正值 $KRES$ は、残留ガス率 $RES$ 大きいほど小さく設定され、前記基本体積流量比 $TQHVEL0 (TQHVEL1)$ は増大補正されることになる。

(c) VTC目標角度演算部cにおける演算処理

VTC目標角度演算部cは、 $NOx$ 低減量がバルブオーバーラップ ( $O/L$ ) によって決定されるため、あらかじめ運転領域毎の要求 $NOx$ 低減量に基づき目標オーバーラップ量 ( $O/L$ 量) を確保するための吸気バルブ105の開弁タイミング ( $IVO$ ) 及び排気バルブ107の閉弁タイミング ( $EVC$ ) を割り付けたマップを作成しておく (K部に示す $IVO$ マップ及び $EVC$ マップ)。

【0061】

そして、かかるマップを参照し、前記目標 $VEL$ 作動角 $TGVEL$ を考慮しつつ吸気バルブ105の目標VTC作動角 $TGVTC1$ を設定すると共に、排気バルブ107の目標VTC作動角 $TGVTC2$ を設定する。以下、図18を参照して詳細に説明する。

図18において、K部では、前記目標体積流量比 $TQOHOST$ と機関回転速度 $Ne$ に基づいて、あらかじめ設定した $IVO$ マップ及び $EVC$ マップを参照して吸気バルブ105の目標開弁タイミング $TGIVO$ を算出すると共に、排気バルブ107の目標閉弁タイミング $TGEVC$ を算出して目標作動角（目標VTC作動角） $TGVTC2$ を設定する。

【0062】

L部では、前記VEL目標作動角TGVEL（図12参照）に基づいて、あらかじめ設定したテーブルTV0IVOを検索し、前記可変バルブ機構（VEL）112が目標VEL作動角TGVELに制御された場合におけるVTC最遅角時の吸気バルブ105の開弁タイミングV0IVOを算出する。

M部では、前記目標開弁タイミングTGIVOからVTC最遅角時の開弁タイミングV0IVOを減算することで、可変バルブ機構VEL112が目標VEL作動角TGVELに制御された場合を考慮した吸気バルブ105の目標作動角（目標VTC作動角）TGVTC1を算出する。

【0063】

そして、コントロールユニットC/U115は、吸気バルブ105及び排気バルブ107の実際のVTC作動角（VTCNOW1、2）が、それぞれ前記目標VTC作動角TGVTC1又はTGVTC2となるように、吸気側及び排気側それぞれの可変バルブタイミング機構（VTC）114を制御する。これにより、吸入空気量制御とNO<sub>x</sub>の低減とを精度よく両立させることができる。

【0064】

（d）目標スロットル開度演算部dにおける演算処理

目標スロットル開度演算部dは、吸気バルブ105が基準のバルブ作動特性（本実施形態では、前記可変バルブ機構（VEL）112が作動していないときとする。以下、Std.バルブ作動特性という）のときに要求されるスロットル弁103bの開口面積（以下、これをスロットル要求開口面積という）TV0AA0を算出し、これを実際の（制御された）吸気バルブのバルブ作動特性変化に応じて補正して目標スロットル開口面積TV0AAを算出する。そして、該目標スロットル開口面積TV0AAに基づいて目標スロットル開度TDTV0を設定する。

【0065】

（d-1）目標スロットル開度TDTV0の設定

図19に制御ブロック図を示す。図19において、N部では、Std.バルブ作動特性時に要求されるスロットル弁の開口面積Atに相当する状態量TADNV0を算出する。具体的には、前記目標体積流量比TQH0STに基づいて、あ

らかじめ設定した変換テーブル  $TADNV0$  を検索することにより  $TADNV0$  を算出する。なお、前記状態量  $TADNV0$  は、スロットル弁開口面積を  $A_t$ 、機関回転速度を  $N_e$ 、排気量（シリンダ容積）を  $VOL\#$  としたときに  $A_t / (N_e \cdot VOL\#)$  で表されるものである。

#### 【0066】

そして、算出した  $TADNV0$  に、O部において機関回転速度  $N_e$  を、P部において排気量  $VOL\#$  をそれぞれ乗算し、Std.バルブ作動特性時におけるスロットル要求開口面積  $TVOA0$  を算出する。

Q部では、算出したスロットル要求開口面積  $TVOA0$  に、吸気バルブ105の作動特性の変化に応じた補正を行う。具体的には、前記スロットル要求開口面積  $TVOA$  に、q1部で算出される吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  を乗算して目標スロットル開口面積  $TVOA$  を算出する。なお、前記吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  の算出については後述する（図20参照）。

#### 【0067】

R部では、算出した目標スロットル開口面積  $TVOA$  に基づいて、あらかじめ設定した変換テーブル  $TTVOA$  を検索して目標スロットル開度  $TDTV0$  を算出する。

そして、コントロールユニット (C/U) 115は、実際のスロットル弁103bの開度が、前記目標スロットル開度  $TDTV0$  に収束するように前記電子制御スロットル104を制御することになる。これにより、可変バルブ機構 (VEL) 112による吸入空気量制御を主体としつつ、スロットル弁103bと協調させた制御が精度よく実行できる。

#### 【0068】

(d-2) 吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  の算出

図19中のq1部で算出される吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  の設定について説明する。まず、スロットル弁103bを通過する空気流量  $Q_{th}(t)$  ( $kg/sec$ ) は、圧縮性流体の一次元定常流れの式より、次式(9)、(10)のように表すことができる。

#### 【0069】

【数 5】

$$\text{チョーク時: } \frac{P_c}{P_m} \leq \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \sqrt{\gamma} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \dots (9)$$

非チョーク時

$$Q_{th}(t) = \frac{A_t \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_m}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \dots (10)$$

【0070】

$P_a$  : 大気圧 ( $P_a$ )、 $P_m$  : マニホールド圧 ( $P_a$ )、

$T_a$  : 外気温度 (K)、 $A_t$  : スロットル開口面積 ( $m^2$ )

吸気バルブ 105 の作動特性が変化しても (状態 0 → 状態 1) 空気流量  $Q_{th}(t)$  を一定にするためには、次式 (11) が成立する必要がある。

【0071】

【数 6】

$$\begin{aligned} & \frac{A_{t0} \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m0}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \\ &= \frac{A_{t1} \cdot P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( 1 - \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \dots (11) \end{aligned}$$

【0072】

$P_{m0}$  : Std. バルブ作動特性時の吸気マニホールド圧

$P_{m1}$  : 可変バルブ機構 (VEL) 作動時の吸気マニホールド圧

$A_{t0}$  : Std. バルブ作動特性時のスロットル弁開口面積

A t 1 : 可変バルブ機構 (V E L) 作動時のスロットル開口面積

従って、吸気バルブ開度補正值 K A V E L は、次式 (12) のようになる。

【0073】

【数7】

$$K A V E L = \frac{A t 1}{A t 0} = \frac{\left(\frac{P m 0}{P a}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P m 0}{P a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}}{\left(\frac{P m 1}{P a}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P m 1}{P a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \quad \cdots (12)$$

【0074】

そこで、本実施形態においては、図20のq10部において、S t d. バルブ作動特性時の圧力比 (P m 0 / P a) を、目標体積流量比 T Q H O S T と機関回転速度 N e に基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して求める。

次に、q11部では、前記S t d. バルブ作動特性時の圧力比 (P m 0 / P a) に基づいて、あらかじめ設定したテーブルT K P A 0を検索して係数K P A 0を算出する。このテーブルT K P A 0は、次式 (13) をあらかじめ算出して設定したものであり、係数K P A 0は式 (12) の分子に相当するものである。

【0075】

【数8】

$$K P A 0 = \left(\frac{P m 0}{P a}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1 - \left(\frac{P m 0}{P a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \cdots (13)$$

【0076】

一方、q12部においては、可変バルブ機構 (V E L) 112作動時の圧力比

( $P_{m1}/P_a$ ) に基づいて、あらかじめ設定したテーブル  $TKPA1$  を検索して  $KPA1$  を算出する。このテーブル  $TKPA1$  は、次式 (14) をあらかじめ算出して設定したものであり、係数  $KPA1$  は式 (12) の分母の値に相当するものである。

【0077】

【数9】

$$KPA1 = \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{1}{r}} \sqrt[1]{1 - \left( \frac{P_{m1}}{P_a} \right)^{\frac{1-r}{r}}} \quad \dots (14)$$

【0078】

なお、可変バルブ機構 (VEL) 112 作動時の圧力比 ( $P_{m1}/P_a$ ) の算出については後述する (図 21 参照)。

そして、q13 部において、前記係数  $KAP0$  を係数  $KAP1$  で除算することで吸気バルブ開度補正值  $KAVEL$  を算出し、図 19 の Q 部に出力する。

(d-3) VEL 作動時の圧力比 ( $P_{m1}/P_a$ ) の算出

図 20 の q12 部で用いる VEL 作動時の圧力比 ( $P_{m1}/P_a$ ) の算出は、以下のようにして行う。

【0079】

シリンダ内に吸入される空気量 (実吸入空気量)  $Q_{acyl}$  は、新気割合を  $\eta$  とすると次式 (15) で表すことができる。

【0080】

【数10】

$$Q_{acyl} = \frac{VOL}{R \cdot T_a} \cdot \eta \cdot P_{m1} \quad \dots (15)$$

【0081】

従って、圧力比（ $P_{m1}/P_a$ ）は以下ようになる。

【0082】

【数11】

$$\frac{P_{m1}}{P_a} = \frac{Q_{acyl} \cdot R \cdot T_a}{VOL \cdot \eta \cdot P_a} = \frac{TP}{\eta} \cdot \frac{R \cdot T_a}{VOL \cdot P_a} = \frac{TP}{\eta \cdot TP100} \quad \dots (16)$$

【0083】

但し、「TP」は、前記シリンダに吸入される空気量（実吸入空気量） $Q_{acyl}$ であり、「TP100」は、スロットル弁103bが全開時にシリンダに吸入される空気量であって、 $TP100 = (VOL \cdot P_a) / (R \cdot T_a)$ で算出されるものである。また、「VOL」は、吸気バルブ105の各バルブ作動特性における有効シリンダ容積である。

【0084】

従って、前記TP、TP100及び新気割合 $\eta$ を求めることで、吸気マニホールド圧力 $P_m$ を検出することなく、VEL作動時の圧力比（ $P_{m1}/P_a$ ）を算出できる。

そこで、本実施形態では、図21のq20部において、スロットル弁103b全開時の吸気バルブ105の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比（以下、全開時体積流量比という） $WQH0VEL$ 、変換定数 $TPGA_{IN\#}$ を乗算することでTP100を算出する。なお、前記全開時体積流量比 $WQH0VEL$ の算出については後述する（図22参照）。

【0085】

また、q21部において、新気割合 $\eta$ を実際の各バルブ作動特性における吸気バルブ105通過体積流量比（以下、実機関体積流量比という） $RQH0VEL$ と機関回転速度 $N_e$ に基づいて、あらかじめ全性能的に割り付けられたマップを参照して算出する。なお、前記実機関体積流量比 $RQH0VEL$ の算出について

は後述する（図22参照）。但し、これに限られるのもではなく、例えば、運転状態に基づいて新気割合 $\eta$ を推定するようにしてもよい。

【0086】

そして、q22部において、実吸入空気量「TP」に前記新気割合 $\eta$ を乗算して「TP100・ $\eta$ 」を算出し、更に、q23部において「TP／（TP100・ $\eta$ ）」を算出して（これが、VEL作動時の圧力比（ $P_{m1}/P_a$ ）である）、前記図20のq12部に出力する。但し、チョーク時は、前記バルブ上流圧補正值KMANIP（すなわち、定数）を出力すればよい（式（7）参照）。

【0087】

（d-4）全開時体積流量比WQH0VEL及び実機関体積流量比RQH0VELの算出

かかる算出は、可変バルブ機構（VEL）112の作動角VCS-ANGLに基づいて吸気バルブ105の開口面積を求め、これを体積流量比に変換することにより行う。図22に制御ブロック図を示す。

【0088】

図22において、q30部では、可変バルブ機構（VEL）112の実作動角VCS-ANGLに基づいて、あらかじめ設定したテーブルTAAVEL0を検索して吸気バルブ105の開口面積AAVEL0を算出する。

q31部では、図12のH部と同様に、機関回転速度Neに応じてVEL開口面積回転補正を行いAAVELとする。

【0089】

そして、算出したAAVELを、q32部、q33部においてそれぞれ機関回転速度Ne、排気量（シリンダ容積）VOL#で除算して、A/N/V特性とする。

q34部では、あらかじめ設定した変換テーブルTWQH0VEL0を検索して、A/N/V特性を全開時基本体積流量比WQH0VEL0へと変換する。

【0090】

そして、q35部、36部において、この全開時基本体積流量比WQH0VEL0に対して、図12のC部、D部と同様にIVC補正、残留ガス補正を行い、

全開時通過体積流量比 $WQH O V E L$ とし、図 2 1 の  $q 2 0$  部へ出力する。

一方、 $q 3 6$  部では、 $q 3 4$  部で変換した全開時基本体積流量比 $WQH O V E L 0$ に対して、図 1 2 に B 部と同様に、バルブ上流圧補正を行って $RQH O V E L 0$ とし、更に  $q 3 7$  部において  $I V C$  補正を行い、実機関基本体積流量比 $RQH O V E L 1$ を算出する（これが、図 1 5 において、基本残留ガス量 $W c y l$ の算出に用いられる実吸入空気量に相当するものである）。

#### 【0091】

そして、 $q 3 8$  部において、更に残留ガス補正を行って、実機関体積流量比 $RQH O V E L$ を算出し、図 2 1 の  $q 2 1$  部へ出力する。

以上説明したように、本実施形態においては、可変バルブ機構（ $VEL$ ）1 1 2 と前記電子制御スロットル 1 0 4 とを協調させた制御を行うので、可変バルブ機構（ $VEL$ ）1 1 2 による吸入空気量制御（トルク制御）を可能にしつつ、可変バルブ機構（ $VEL$ ）のみでは対応できない負圧要求に対しては、電子制御スロットル 1 0 4 を制御し、運転状態に応じて最適な制御を実現できる。

#### 【0092】

また、吸気バルブ 1 0 5 及び排気バルブ 1 0 7 のバルブ作動特性を制御して $NOx$ と低減を図ると共に、機関の残留ガスを考慮して吸気バルブ 1 0 5 の目標バルブ作動特性を設定するので、可変バルブ機構（ $VEL$ ）1 1 2 による吸入空気量制御（トルク制御）を精度よく実現できる。

ここで、本実施形態の特徴として、機関の残留ガスの推定に際し、バルブオーバーラップ時の吸気バルブ 1 0 5 の開弁タイミング  $I V O$  及びバルブリフト量  $V C S - A N G L$  や排気バルブ 1 0 7 の閉弁タイミング  $E V C$  についても考慮するので、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁機構を備えた内燃機関においても、残留ガスを精度よく推定できる。

#### 【0093】

また、吸気バルブ 1 0 5 及び排気バルブ 1 0 7 のバルブ作動特性を制御して $NOx$ と低減を図ると共に、機関の残留ガスを考慮して吸気バルブ 1 0 5 の目標バルブ作動特性を設定するので、全要求吸気量 $Q$ に見合った新気量を確保するための吸気バルブ 1 0 5 のバルブ作動特性を精度よく設定でき、排気エミッション

の低減と、可変バルブ機構（V E L） 1 1 2 による吸入空気量制御と、を両立させることができる。

【 0 0 9 4 】

更に、上記実施形態から把握し得る請求項以外の技術的思想について、以下にその効果と共に記載する。

（イ）請求項 1 又は 2 記載の内燃機関の残留ガス量推定方法において、前記実吸入空気量は、吸気バルブのバルブ作動特性に基づいて算出されることを特徴とする。

【 0 0 9 5 】

このようにすれば、実際の筒内吸入空気量に基づいて基本残留ガス量を算出できることになるので、エアフローメータの検出値等を用いた場合に生じる応答遅れを回避して、残留ガス量の推定精度を向上できる。

（ロ）請求項 2 記載の内燃機関の残留ガス量推定方法において、前記吹き返し量は、吸気圧又は機関回転速度の少なくとも一方に応じて補正されることを特徴とする。

【 0 0 9 6 】

このようにすれば、所定の基準状態における吹き返し量を基本吹き返し量として 1 の演算式によって算出すると共に、この基本吹き返し量に対して吸気圧又は機関回転速度に応じて設定される補正值によって補正することで演算処理を容易なものにしつつ、吸気圧、機関回転速度の影響を考慮して正確な吹き返し量（副返し分の残留ガス量）を算出できる。

（ハ）請求項 3 に記載の可変動弁機構の制御装置において、前記基本演算式には、吸気バルブの閉弁タイミングに応じた補正又は吸気バルブのバルブリフト量に応じた補正の少なくとも一方が含まれることを特徴とする。

【 0 0 9 7 】

このようにすれば、吸気バルブの閉弁タイミングの変化による有効シリンダ容積の変動や低バルブリフト量領域において吸気量が制限される状態をも考慮しつつ全要求吸入空気量に見合った新気量を確保するための吸気バルブの目標バルブ作動特性を、更に精度よく設定することができる。これにより、可変動弁機構に

よる吸入空気量制御をより高精度に実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の実施形態における機関の構成図。

【図 2】 本発明の実施形態における可変バルブ機構 V E L の断面図（図 3 の A - A 断面図）。

【図 3】 上記可変バルブ機構 V E L の側面図。

【図 4】 上記可変バルブ機構 V E L の平面図。

【図 5】 上記可変バルブ機構 V E L に使用される偏心カムを示す斜視図。

【図 6】 上記可変バルブ機構 V E L の低リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 7】 上記可変バルブ機構 V E L の高リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 8】 上記可変バルブ機構 V E L における揺動カムの基端面とカム面に対応したバルブリフト特性図。

【図 9】 上記可変バルブ機構 V E L のバルブタイミングとバルブリフトの特性図。

【図 1 0】 上記可変バルブ機構 V E L における制御軸の回転駆動機構を示す斜視図。

【図 1 1】 本実施形態における吸入空気量制御を示す全体ブロック図。

【図 1 2】 可変バルブ機構 V E L の目標作動角演算を示すブロック図。

【図 1 3】 バルブ上流圧補正值 K M A N I P の設定を示す図。

【図 1 4】 I V C 補正值 K H O S I V C の設定を示すブロック図。

【図 1 5】 残留ガス補正值 K R E S の設定（残留ガス率、残留ガス量の推定）を示すブロック図。

【図 1 6】 機関回転速度 N e と吹き返し量 W m との関係を示す図。

【図 1 7】 機関回転速度 N e と基本残留ガス量 W c y l との関係を示す図。

【図 1 8】 可変バルブタイミング機構 V T C の目標作動角演算を示すブロック図。

【図 1 9】 目標スロットル開度の設定演算を示すブロック図。

【図 2 0】 吸気バルブ開度補正值  $K_{A V E L}$  の算出を示すブロック図。

【図 2 1】  $V E L$  作動時の圧力比  $(P_{m 1} / P_a)$  算出を示すブロック図。

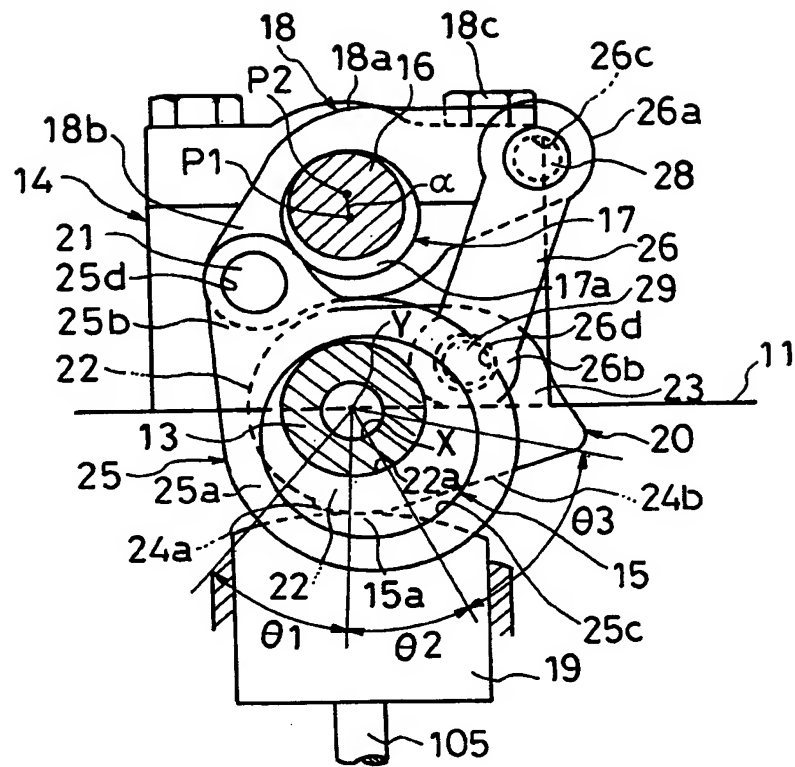
【図 2 2】 全開時体積流量比  $W_{Q H 0 V E L}$  及び実機関体積流量比  $R_{Q H 0 V E L}$  の算出を示すブロック図。

【符号の説明】

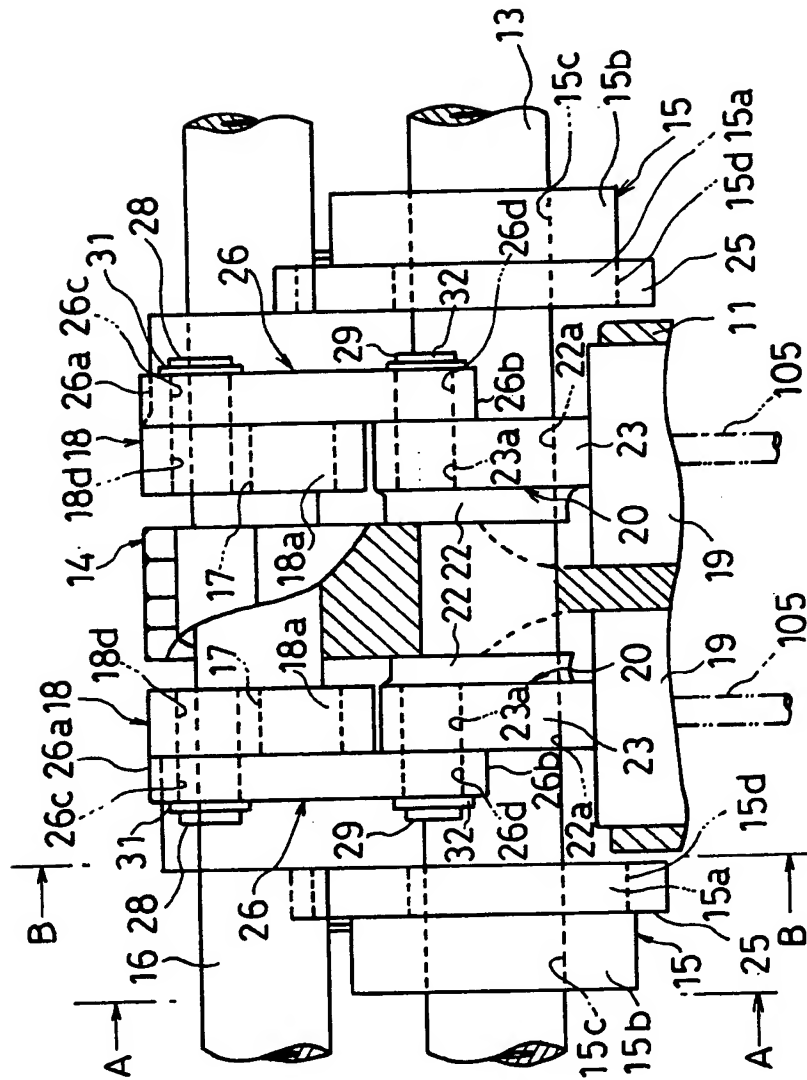
1 0 1 … 内燃機関、 1 0 5 … 吸気バルブ、 1 1 2 … 可変動弁機構としての可変バルブ機構、 1 1 4 … 可変動弁機構としての可変バルブタイミング機構、 1 1 5 … 目標吸入空気量設定手段、 残留ガス量推定手段、 目標バルブ作動特性設定手段及び可変動弁機構制御手段としてのコントロールユニット (C/U)



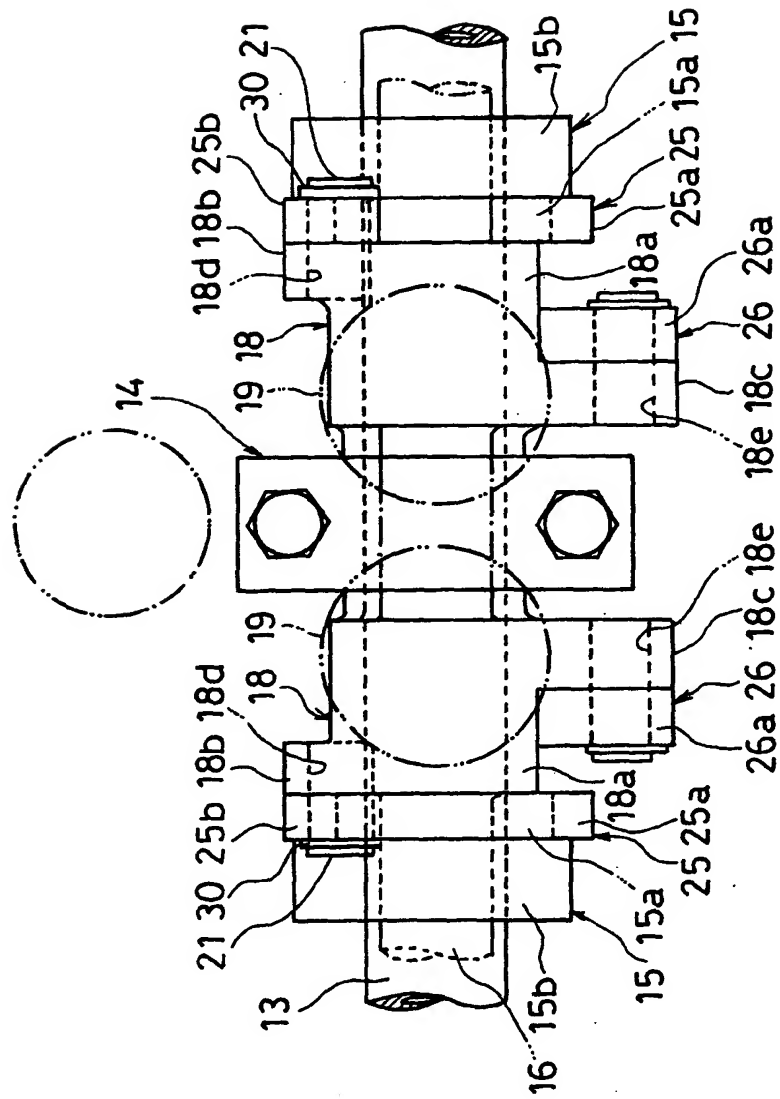
【図 2】



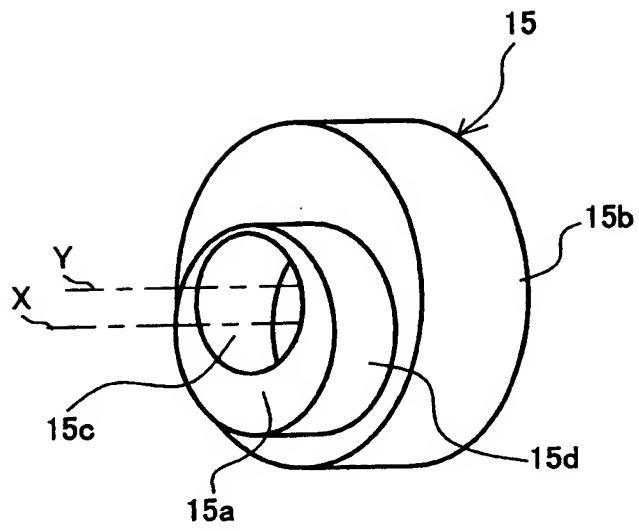
【図 3】



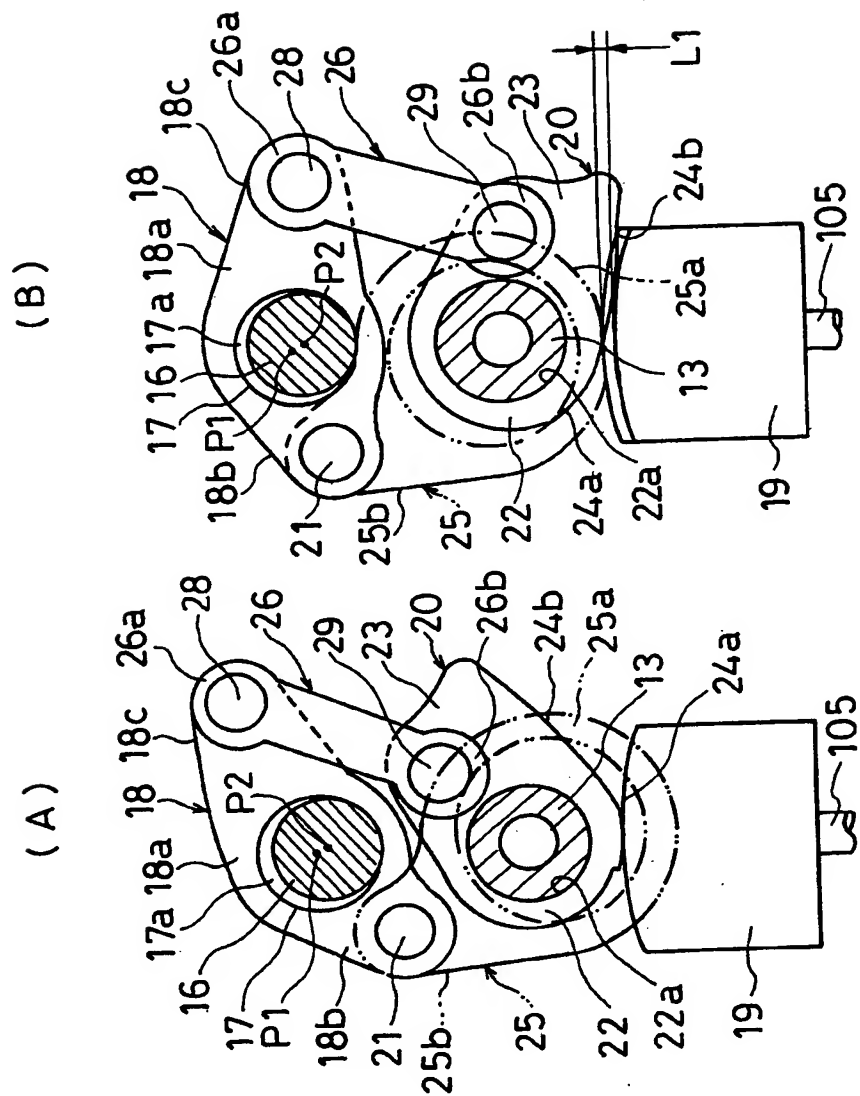
【図4】



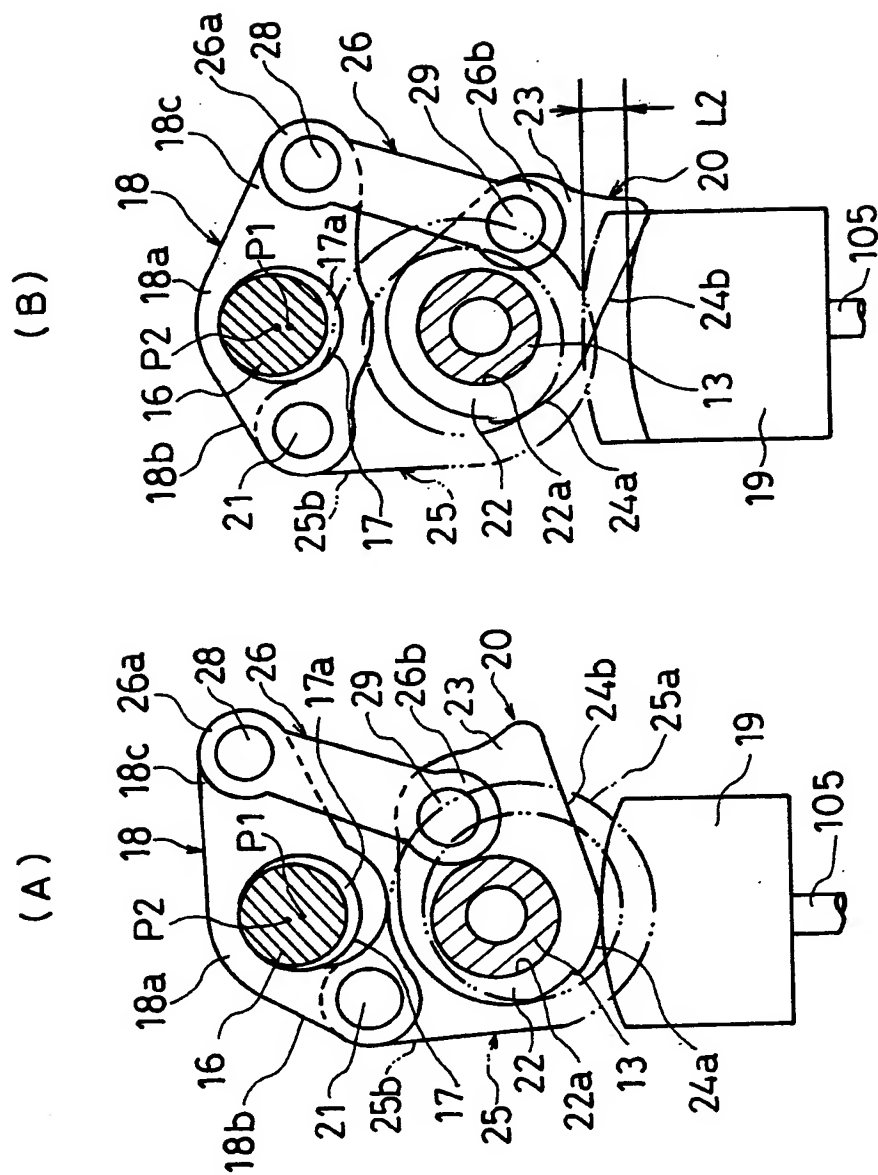
【図 5】



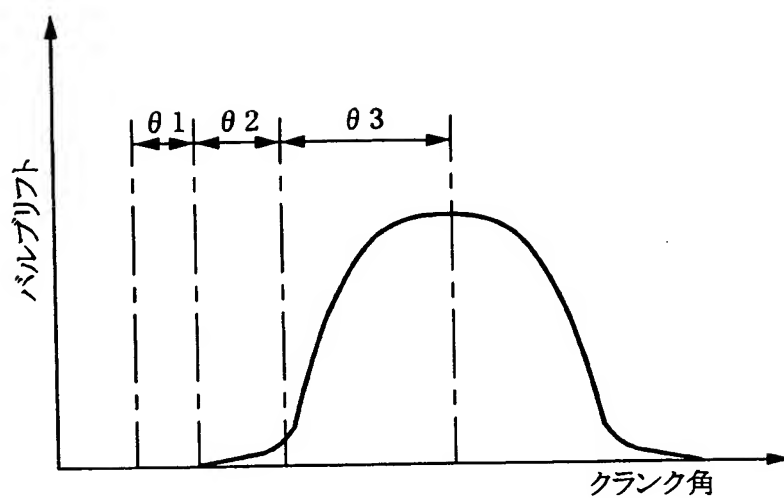
【图 6】



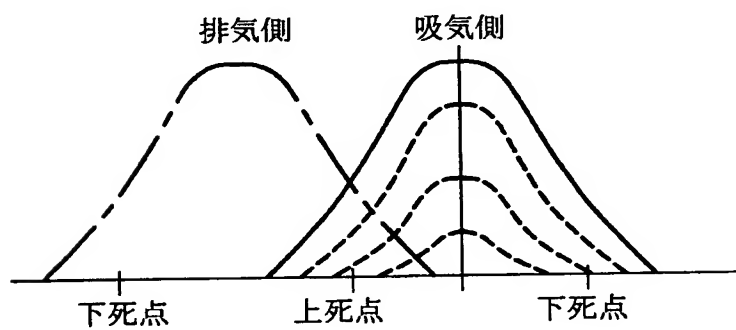
【図 7】



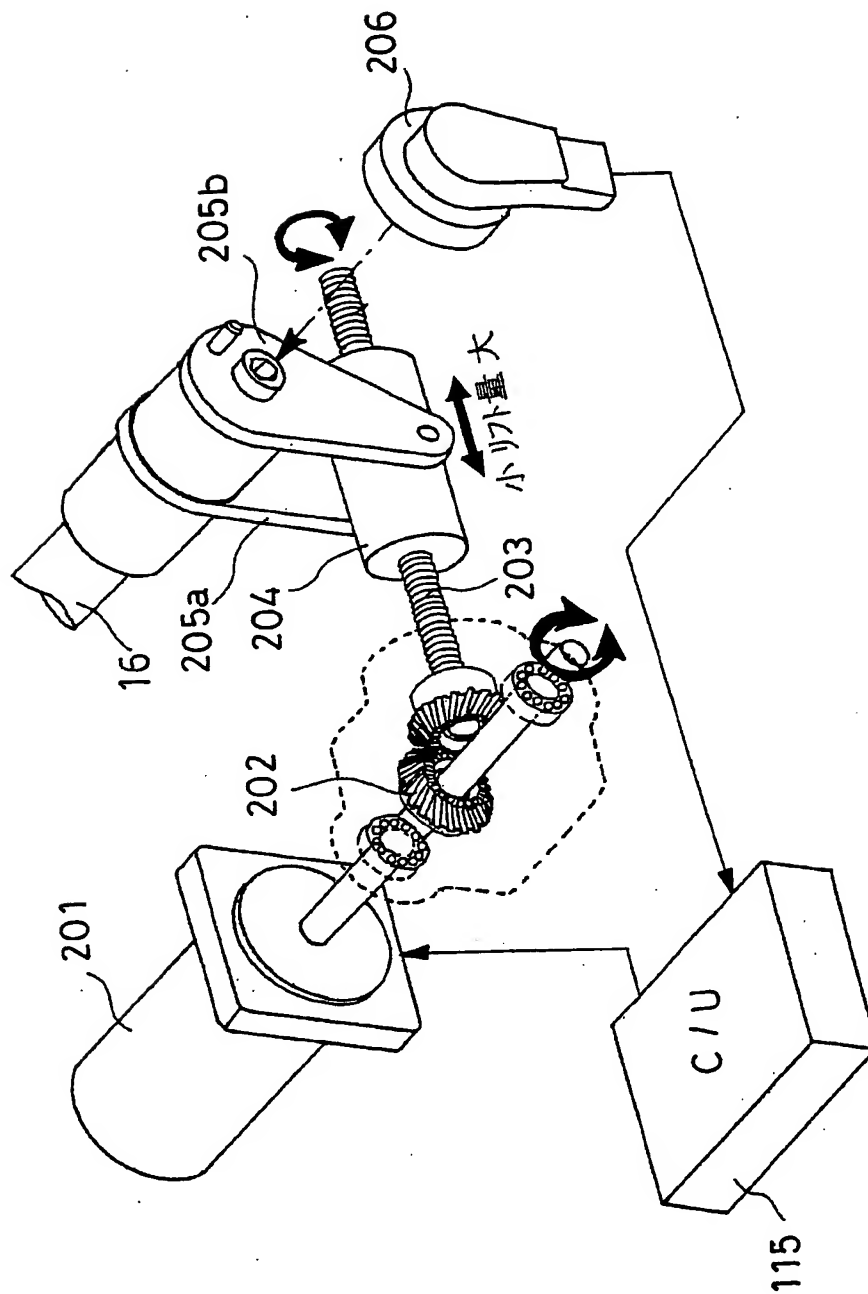
【図 8】



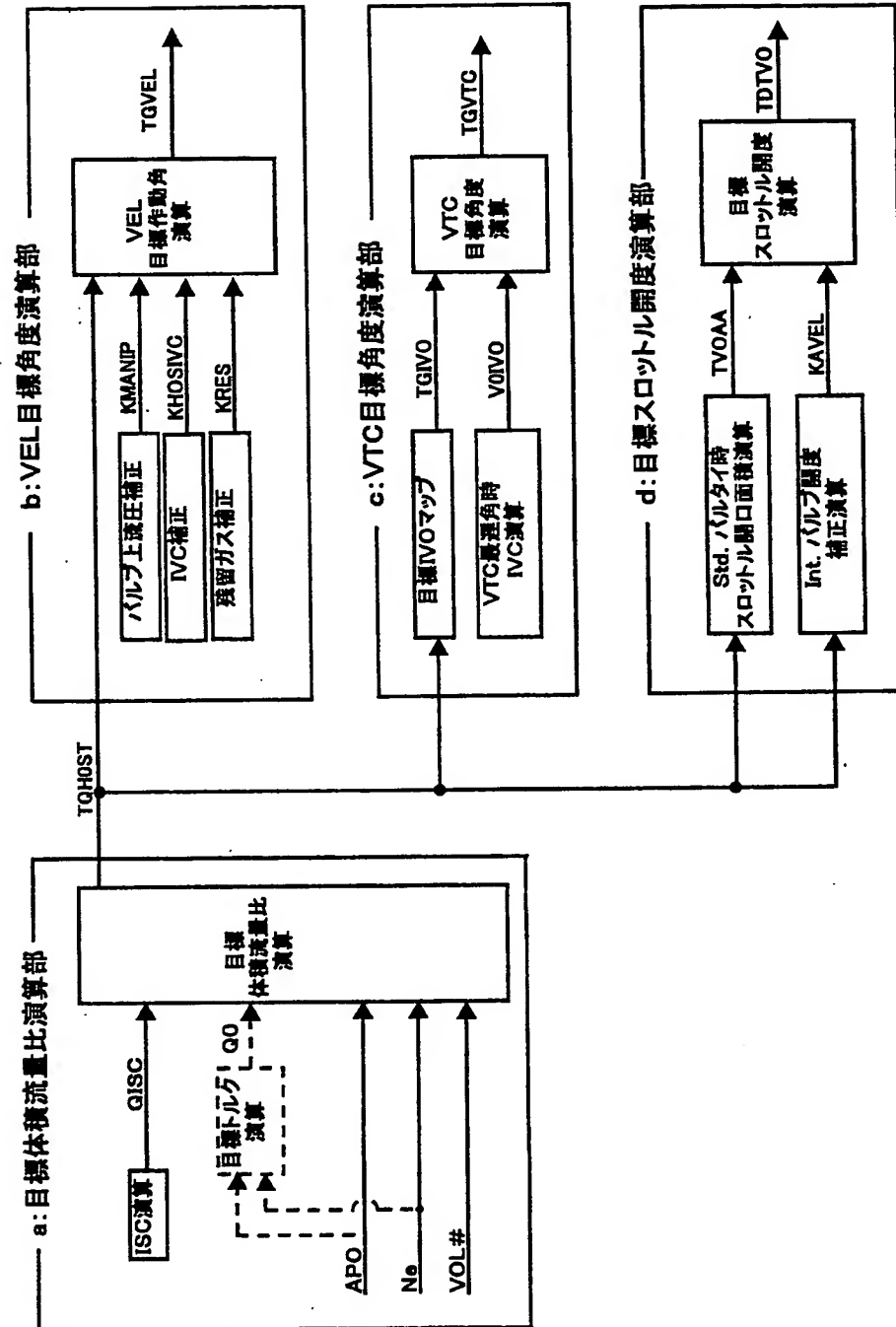
【図 9】



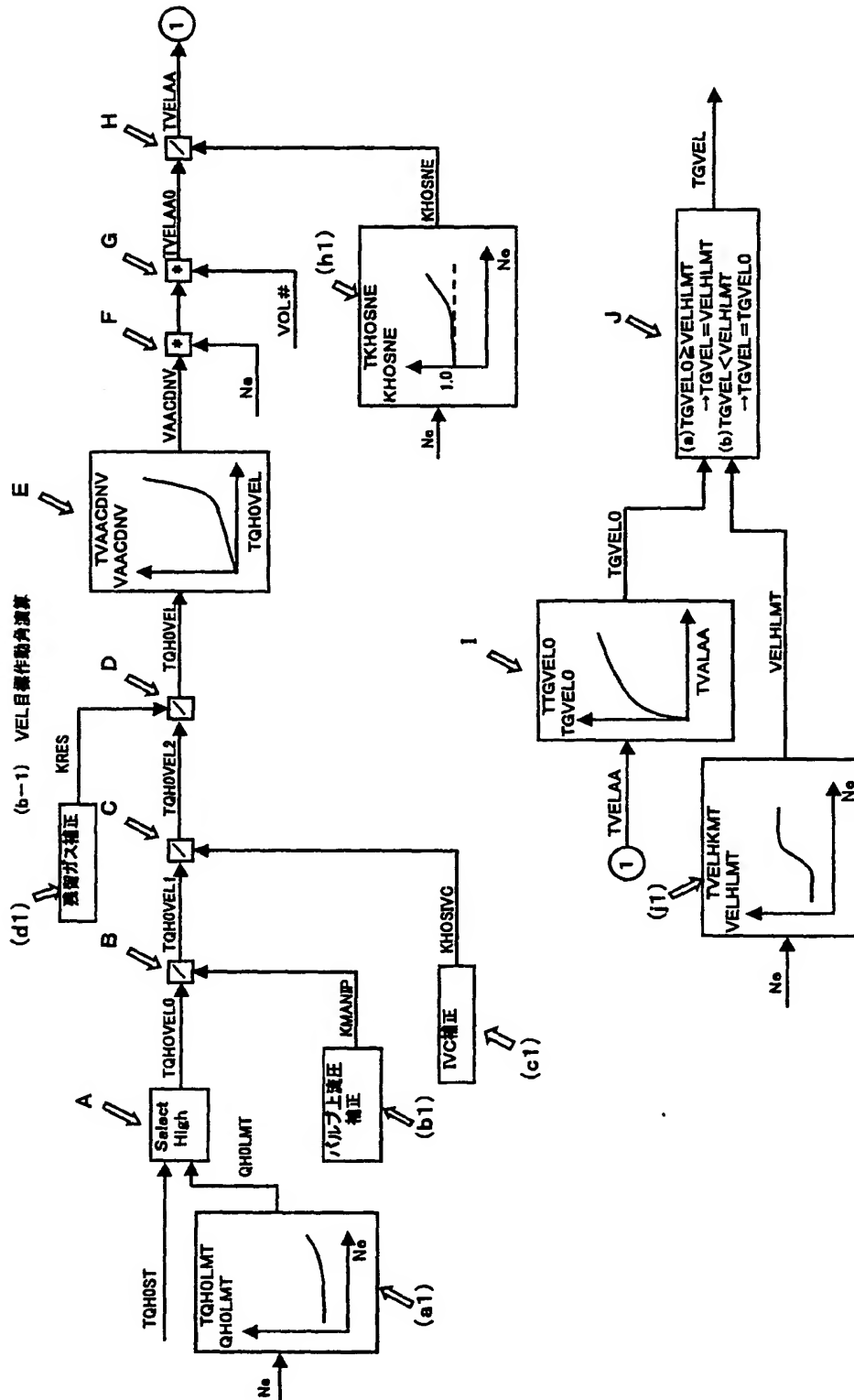
【図 10】



【図 11】

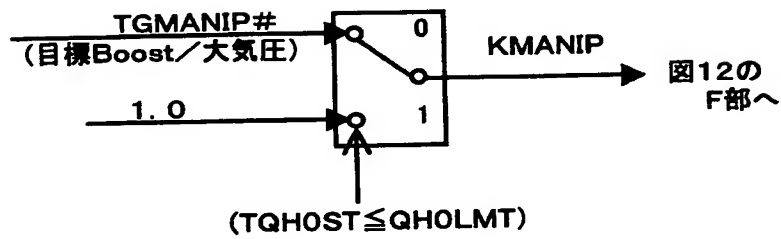


【図 12】

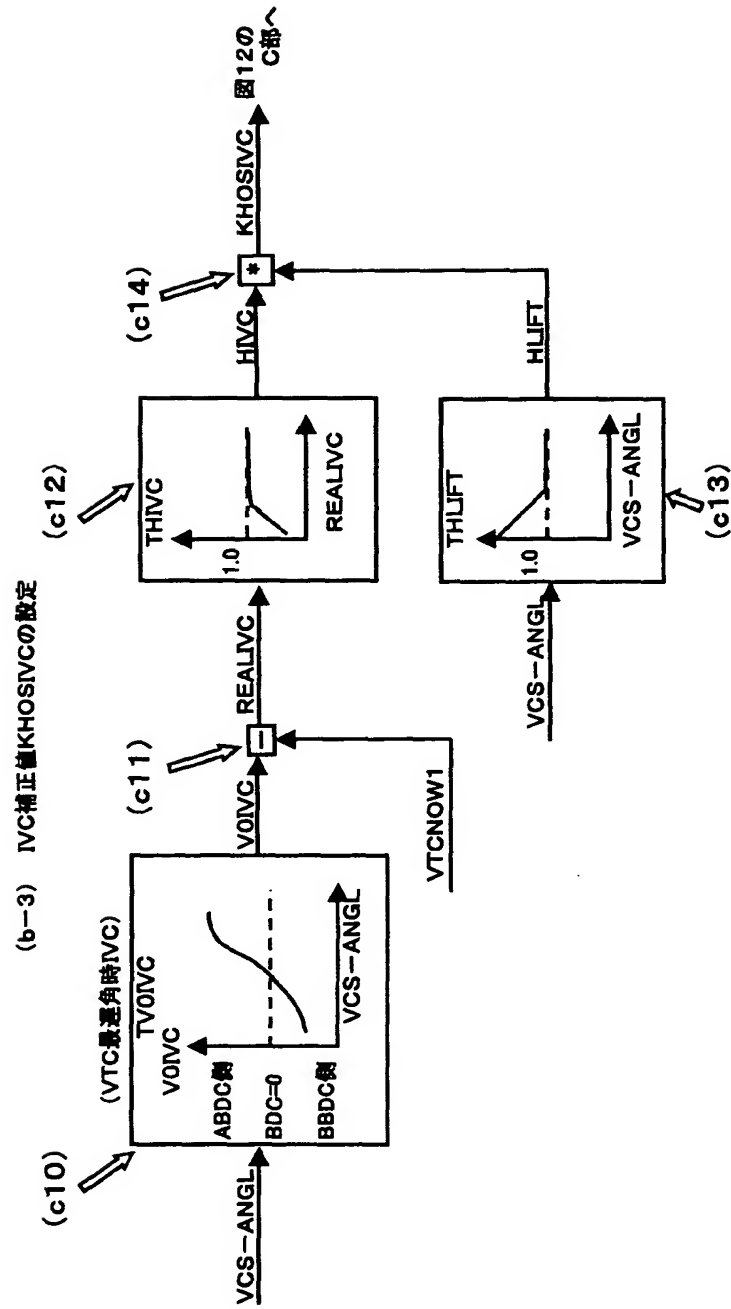


【図 1 3】

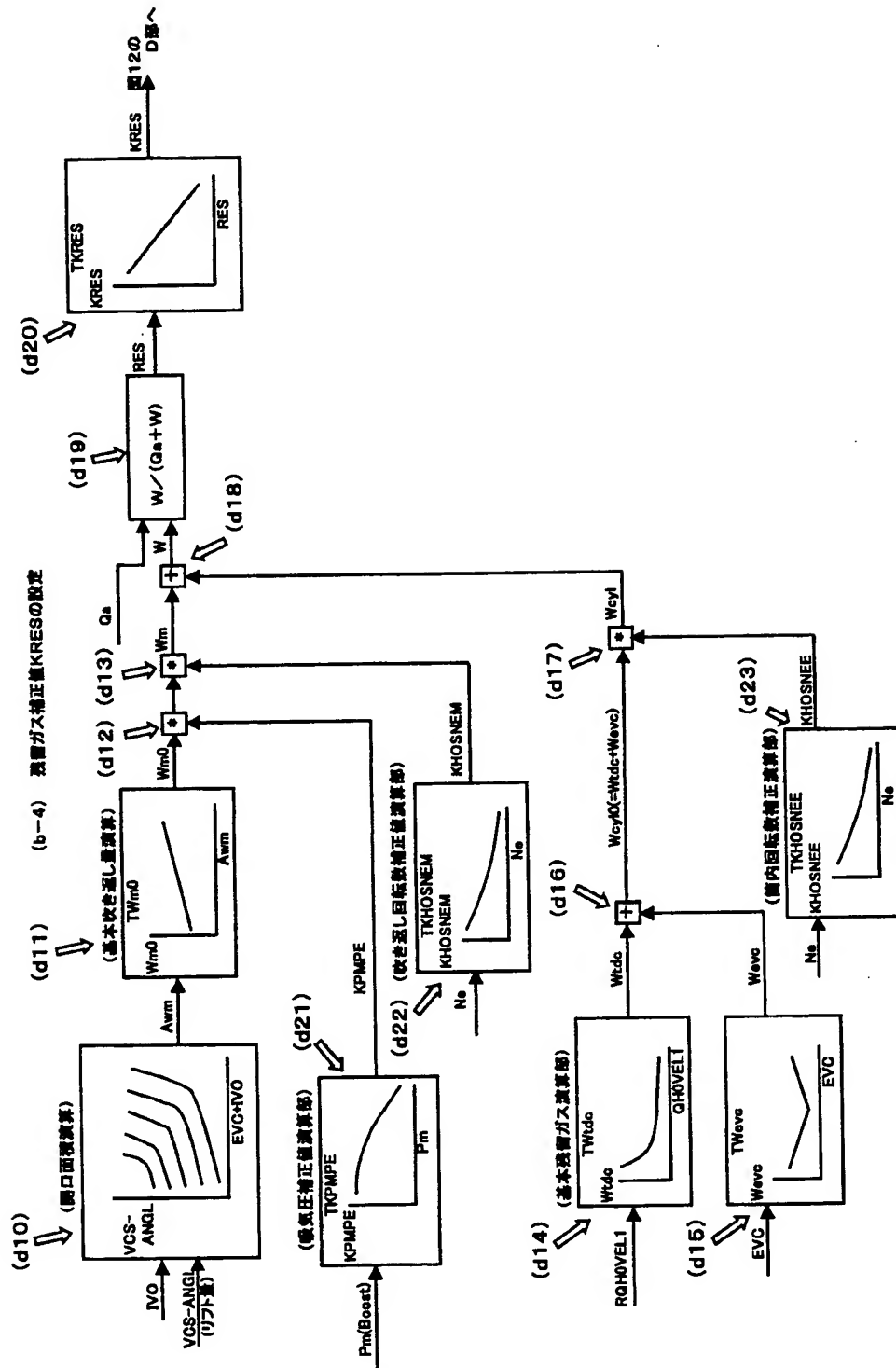
(b-2) バルブ上流圧補正值KMANIPの設定



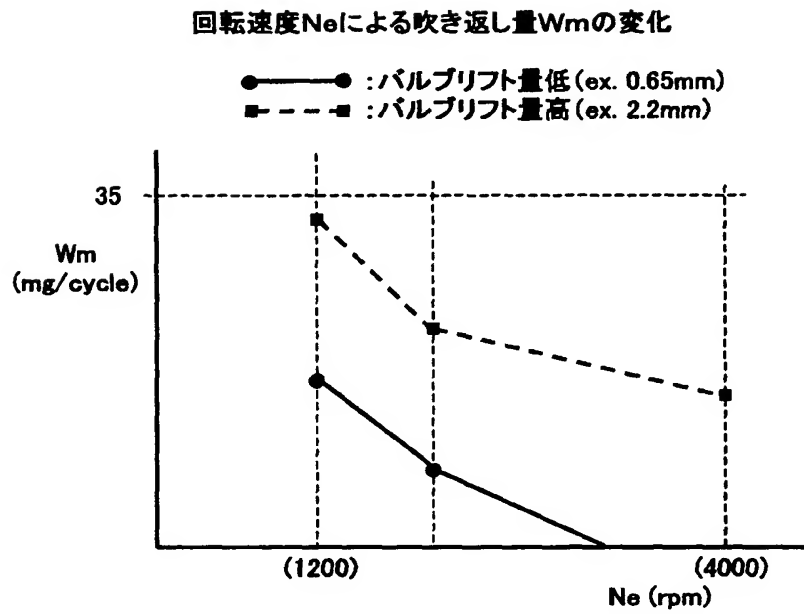
【図 14】



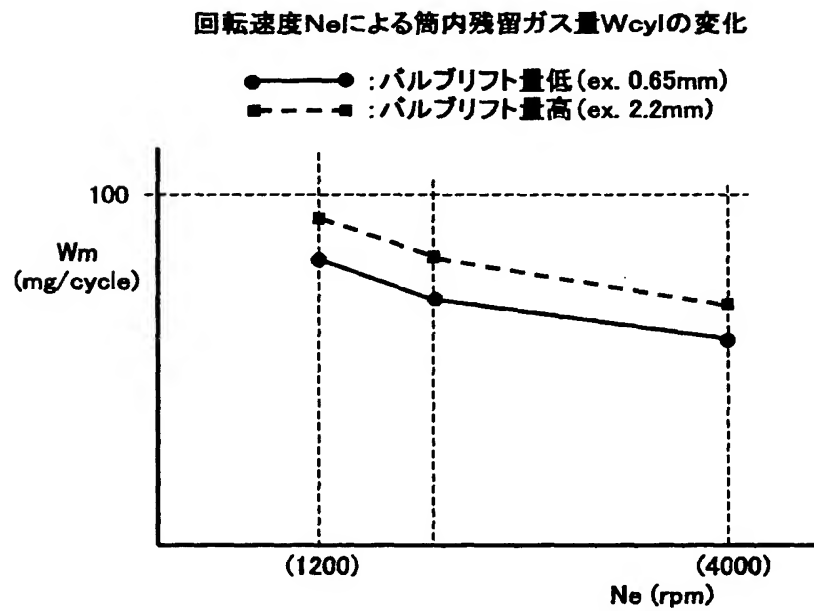
【図 15】



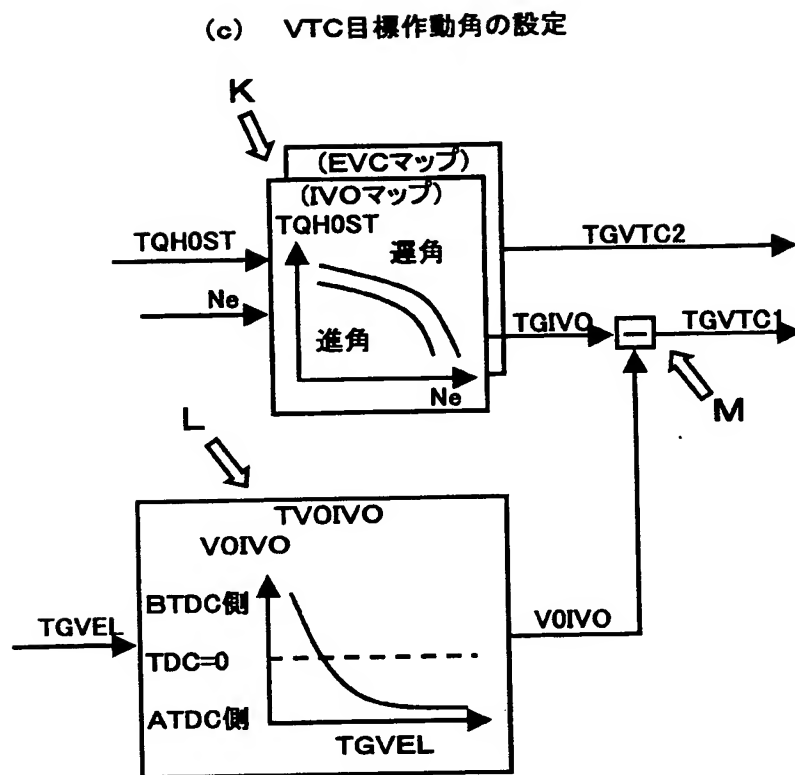
【図 16】



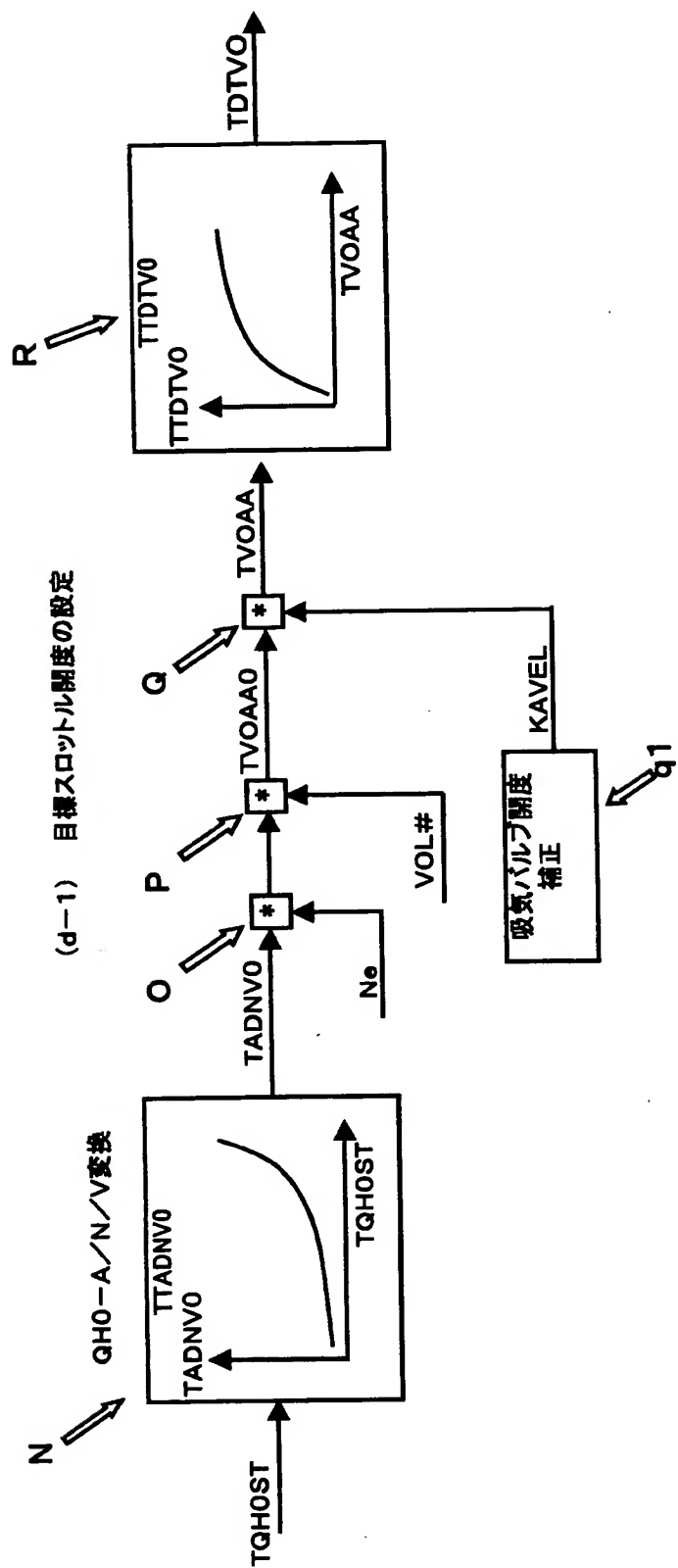
【図 17】



【図18】

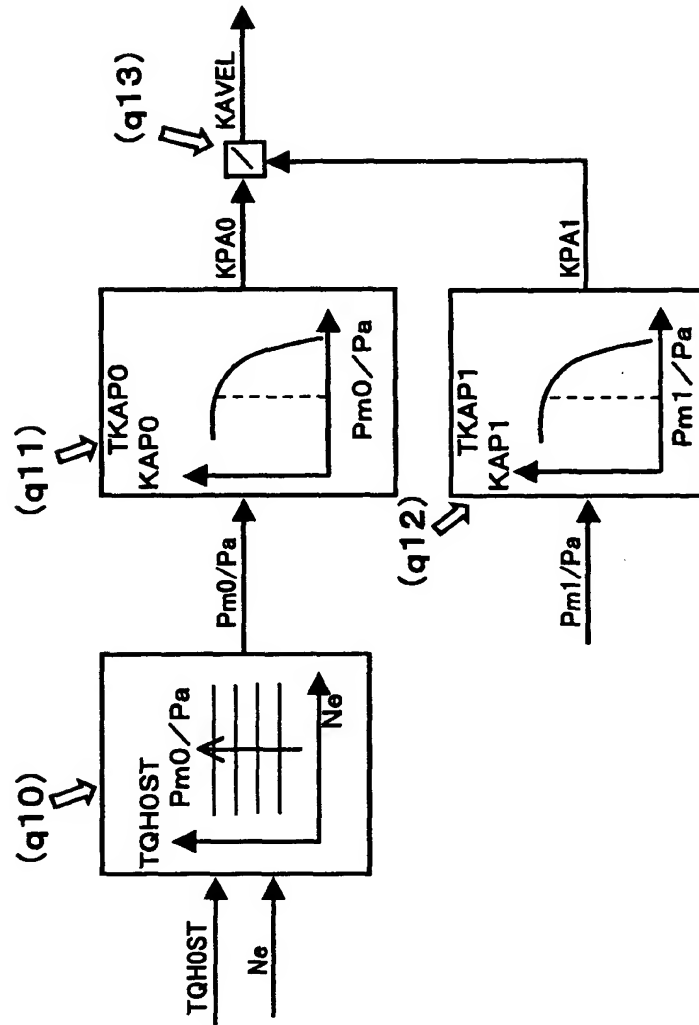


【図19】

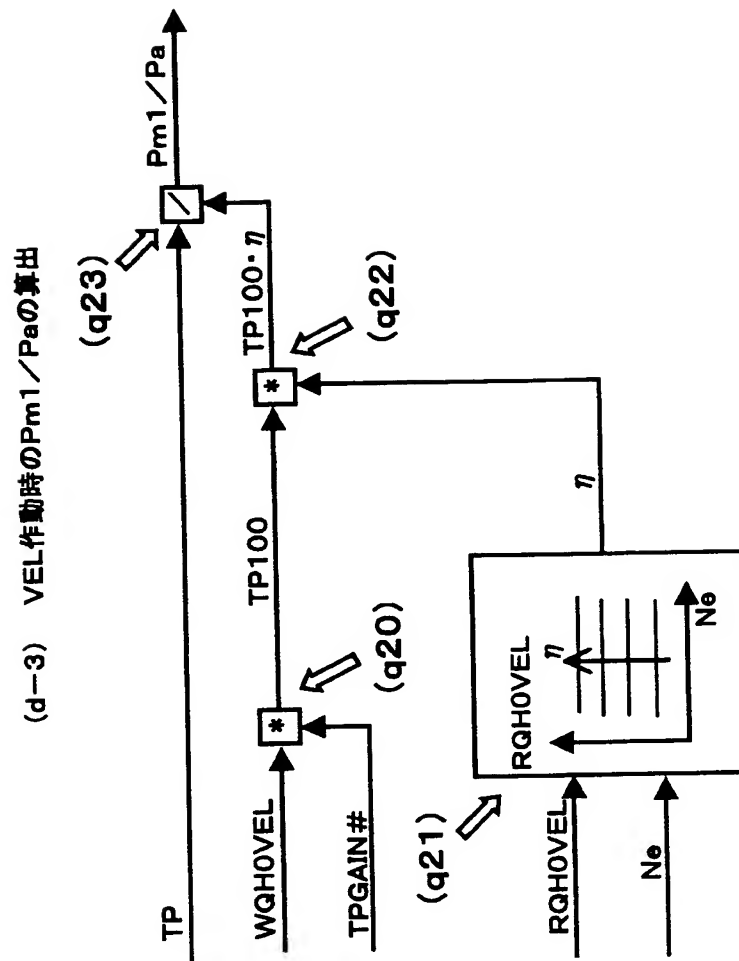


【図 20】

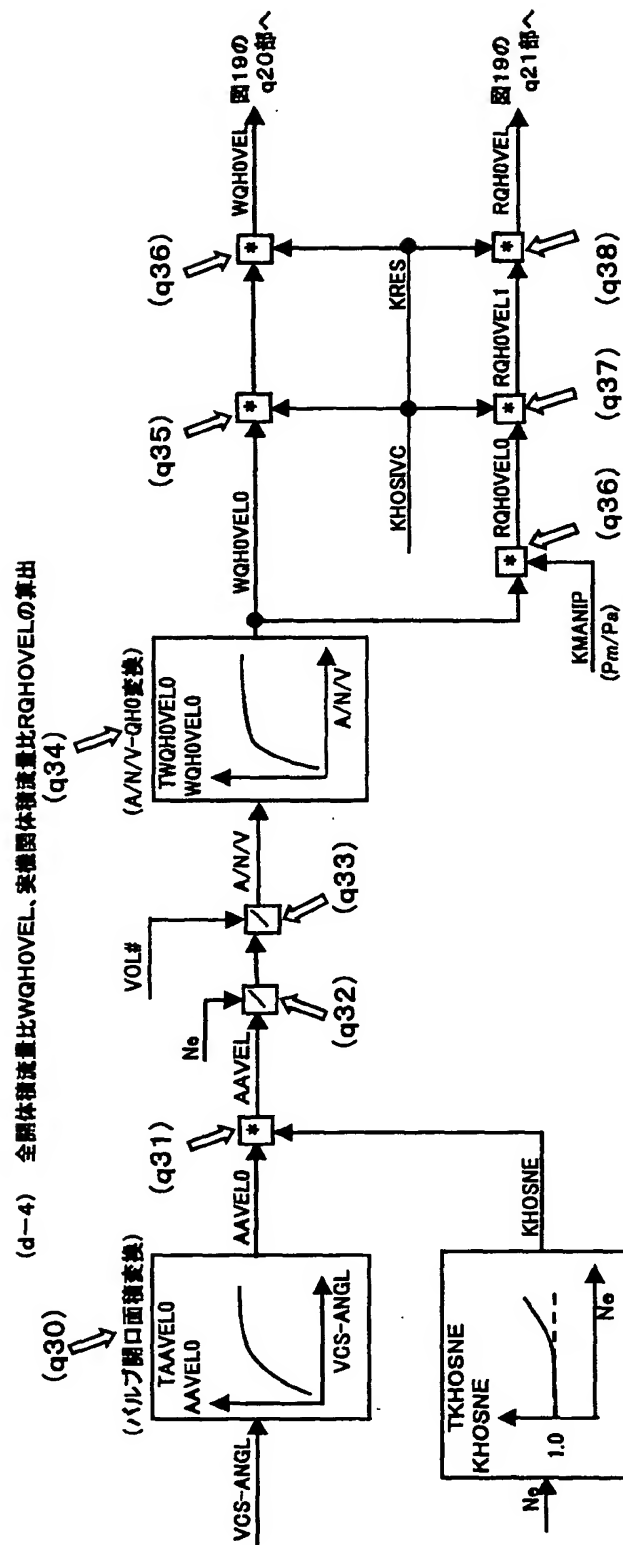
(d-2) 吸気バルブ開度補正値KAVELの算出



【図 21】



【図 22】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気バルブ及び排気バルブのバルブ作動特性を可変する可変動弁菊を供えた内燃機関の残留ガス量を精度よく推定する。

【解決手段】 吸気バルブのバルブリフト量 ( $VCS-ANGL$ ) と開弁タイミング  $IVO$  に基づき算出されるバルブオーバーラップ時のバルブ開口面積  $AW_m$  に基づいて、バルブオーバーラップ時の吹き返し量  $W_m$  を算出する (d 1 0 部～d 1 3 部)。一方、実機関基本体積流量比  $RQH O V E L 1$  (実吸入空気量) に基づいて、排気バルブの閉弁タイミングが基準のときの残留ガス量  $W_{tdc}$  を算出すると共に、排気バルブの閉弁タイミング  $EVO$  に基づいて残留ガス変動分  $W_{evc}$  を算出し、これらを加算して基本残留ガス量  $W_{cyl}$  を算出する (d 1 4 ～d 1 7 部)。そして、前記基本残留ガス量  $W_{cyl}$  に前記吹き返し量を加算して全残留ガス量  $W$  を算出する (d 1 9 部)。

【選択図】 図 1 5

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000167406]

1. 変更年月日 1993年 3月11日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社ユニシアジェックス
2. 変更年月日 2002年10月15日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 神奈川県厚木市恩名1370番地  
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ